

# **Comportamento Tribológico do Segmento de Controlo de Óleo no Contacto com o Cilindro**

*Ricardo Francisco de Oliveira Lopes*

**Dissertação do MIEM**

Orientador na FEUP: Prof. António Monteiro Baptista



**FEUP**

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**  
**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Setembro 2013

*Dedicado à memória da minha tia*

*Ana Oliveira*

## Resumo

Devido às preocupações com o meio ambiente, a legislação atual tornou-se cada vez mais exigente e restritiva levando os construtores de automóveis a melhorar rendimento do motor de combustão interna. O intenso uso e a imensa utilidade dos veículos de transporte, fazem deles um meio económico e social fundamental nos dias que correm.

Neste contexto, uma das componentes responsáveis por dificultar o processo de conversão de energia no motor de combustão interna é o contacto segmento-cilindro. Este contacto corresponde a cerca de 20% do total das perdas mecânicas de atrito de um motor de combustão interna moderno (Smedley 2004). Logo, uma redução no coeficiente de atrito no contacto resultaria num consumo de combustível, óleo e emissão de gases mais baixo.

Nesse sentido, e seguindo uma lógica semelhante à utilizada na indústria, criou-se uma colaboração com a MAHLE Brasil para avaliar o comportamento do coeficiente de atrito do segmento de controlo de óleo.

Para ser possível o estudo do comportamento do segmento de óleo, foi necessário fazer uma reabilitação do tribómetro disponível, dotando-o de novas instalações elétricas, de uma nova placa de aquisição de dados e de um novo software em Labview.

Motivado pelos resultados da comunidade científica e em especial pelos resultados promissores da texturização a laser em segmentos e camisas, criaram-se umas amostras texturadas da camisa para ensaios de desgaste. Utilizaram-se uns parâmetros de texturização que geravam “*dimples*” com 35  $\mu\text{m}$  de diâmetro, sendo as densidades escolhidas de 7,1% e 13,9%.

Nos testes realizados observou-se que para uma carga de 50  $N$  ainda se gerou pressão hidrodinâmica suficiente para ser perceptível uma diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade. No entanto, para as mesmas condições de teste, não se observou nenhuma baixa no coeficiente de atrito para uma carga de 115  $N$ .

Para os testes de desgaste aplicou-se uma carga 215  $N$  a uma velocidade de rotação de 150  $\text{rpm}$ . Nenhuma das amostras texturadas revelou melhores resultados quando comparadas com a amostra sem texturização, na diminuição do coeficiente de atrito ao longo do ensaio.

# Abstract

Due to the increase in restrictions on environmental laws, car manufacturers were forced to improve the performance of the internal combustion engine. The intense use and vast utility of transport vehicles in economic and social environments, makes them an essential asset nowadays.

In this context, one of the components responsible for hampering the process of energy conversion in the internal combustion engine is the piston ring–cylinder liner contact. This contact represents about 20% of the overall mechanical friction losses of a modern internal combustion engine (Smedley 2004). Therefore, a reduction in the friction coefficient could result in a better engine efficiency, possible lower oil consumption and less gas emissions.

For this dissertation, it was attempted to pursue the view and reasoning used in the industry. To this purpose it was created a collaboration with MAHLE Brazil to evaluate the behavior of the friction coefficient in the contact of the oil control ring with the cylinder liner.

To be able to study the behavior of the oil control ring, it was necessary to make some modifications to the available tribometer, providing it with new electrical installations, a new data acquisition board and also a new software program in Labview.

Given the major trend of the scientific community and the promising results of laser textured rings and liners, some cylinder samples were textured to be used on the wear tests. The laser parameters used, generated 35  $\mu\text{m}$  diameter dimples, with densities chosen from 7.1% and 13.9%.

As result of the trials performed, it was observed that a load of 50  $N$  still generates enough hydrodynamic pressure as the speed was increased. However, for the same test conditions, a load of 115  $N$  did not appear to generate a similar result.

For the wear tests, it was applied a 215  $N$  load and a speed of 150  $\text{rpm}$ . None of the textured samples revealed better results when compared with the sample without texturing.

## Agradecimentos

Gostaria de agradecer ao Prof. António Monteiro Baptista por toda a orientação dada. O seu conhecimento, paciência e camaradagem perante as soluções que eu não conseguia ver, foram imprescindíveis para a realização desta dissertação. Mencionando ainda as lições profissionais e pessoais tiradas de discussões que envolveram a sua experiência, das quais estou imensamente grato.

Ao Dr. Eduardo Tomanik, da empresa MAHLE Brasil, por ter acolhido este projeto e por ter disponibilizado toda a sua perícia e estudos científicos no tema. A sua visão e experiência foi tida sempre em conta em cada passo dado.

Ao meu amigo e Prof. Ramiro Martins, pelo auxílio em imensas ocasiões. A sua perseverança e visão pessoal na matéria foram essenciais.

Para a criação das amostras com texturação a laser, a destreza e o conhecimento da Eng.<sup>a</sup> Marta Oliveira foram imprescindíveis em todas as fases do processo de desenvolvimento.

À Mónica da secretaria do MIEM, pela ajuda em todo o processo burocrático associado.

Ao meu amigo, Ricardo Zambujal, pelo apoio e crítica constante, que não me permitiu parar quando mais quis.

E é verdade que a minha liberdade muita das vezes entrou em conflito com a disciplina necessária para a dissertação, mas que não haja dúvida do papel fundamental desempenhado pela minha mãe, Helena Oliveira, na minha moderação e felicidade.

A todos os meus amigos e familiares.

Muito Obrigado

# Índice

Resumo .....	I
Abstract .....	II
Agradecimentos .....	III
Índice de Figuras .....	VI
Índice de Tabelas .....	IX
Nomenclatura .....	X
1 - Introdução .....	1
2 - O Contacto Segmento – Cilindro .....	5
2.1 - Segmentos .....	6
2.1.1 - Segmentos de compressão .....	8
2.1.2 - Segmentos de controlo de óleo .....	11
2.1.3 - Materiais .....	12
2.2 - Cilindros .....	13
2.2.1 - Honing .....	14
2.2.2 - Materiais .....	16
2.3 - Texturização a Laser .....	17
3 - Atrito e Lubrificação .....	20
3.1 - Dinâmica do Contacto .....	20
3.2 - Princípios de Lubrificação no Contacto Segmento-Cilindro .....	26
3.2.1 - Regimes de Lubrificação .....	26
3.2.2 - Curva de Stribeck .....	28
3.2.3 - Efeito da Temperatura .....	29
3.3 - Equações Regentes da Lubrificação no Contacto .....	30
3.4 - Um Modelo do Contacto do Segmento de Controlo de Óleo.....	34
3.5 - Desgaste.....	35
3.5.1 - Métodos de Medição do Desgaste .....	36
4 - Procedimento Experimental .....	37
4.1 - Instalação Experimental .....	37

4.2 - Amostras.....	43
4.3 - Metodologia aplicada .....	46
4.3.1 - Ensaios de Carga e Velocidade.....	46
4.3.2 - Ensaios de Desgaste.....	47
5 - Resultados obtidos .....	49
5.1 - Obtenção do Coeficiente de Atrito .....	50
5.2 - Resultados dos Ensaios de Velocidade/Carga.....	51
5.3 - Resultados dos Ensaios de Desgaste .....	54
6 - Conclusões .....	61
Referências .....	63
Anexo A: Desenhos do Tribómetro.....	65
Anexo B: Desenho da Pinça.....	68
Anexo C: Topografias das amostras da camisa.....	70

# Índice de Figuras

Figura 1 – População de automóveis a circular no mundo (Walsh 2009).....	1
Figura 2 – Distribuição típica das perdas mecânicas por atrito de um motor de combustão interna (Takata 2006).....	2
Figura 3 – Camisa com dimples. ....	3
Figura 4 - Pistão de alta compressão e respetivos segmentos (JE Pistons 2013). ....	5
Figura 5 - Pistão e respetivo segmento do séc. XVIII. A letra S indica a localização das molas, solução utilizada para forçar o encosto ao cilindro (Perry 1899). ....	7
Figura 6 - Pistão com dois segmentos cujo encosto é feito conformação elástica (Perry 1899). ....	7
Figura 7 - Contacto segmento – cilindro (MAHLE 2010). ....	8
Figura 8 - Esquema do primeiro segmento de compressão (MAHLE 2010). ....	8
Figura 9 - Ilustração da geometria em forma de arco do primeiro segmento (MAHLE 2010) (adaptada da fonte). ....	9
Figura 10 - Esquema do segundo segmento de compressão ou anel raspador (MAHLE 2010). ....	9
Figura 11 - Efeito de raspagem do óleo de uma face com perfil cónico (Takata 2006)(adaptada da fonte). ....	10
Figura 12 - Esquema dos diversos tipos de segmentos de compressão (MAHLE 2010). ....	10
Figura 13 - Esquema de um segmento de controlo de óleo. ....	11
Figura 14 - Peças constituintes do segmento de controlo de óleo (MAHLE 2010). ....	11
Figura 15 - Camisa para um bloco de motor (MAHLE 2011). ....	13
Figura 16 - Esquema de funcionamento de uma camisa húmida. ....	13
Figura 17 - Esquema do processo do <i>plateaux honing</i> (Spencer 2010). ....	14
Figura 18 - Alguns parâmetros variáveis no processo de <i>honing</i> (Chen e Tian 2008). ....	15
Figura 19 - Topografias dos revestimentos (Johansson et al. 2011) (adaptada da fonte). ....	15
Figura 20 - Microscopia da amostra da (a) MAHLE e (b) (Fonderie de Pont-à-Mousson). ....	16
Figura 21 - Fotografias óticas dos <i>laser pockets</i> com (a) 1mm e (b) 3mm (Tomanik 2008). ...	17
Figura 22 - Texturização a laser de diferentes formas: (a) círculo, (b) elipse e (c) triângulo (Yu, Wang, e Zhou 2010). ....	17
Figura 23 - Esquema de texturizações parciais do primeiro segmento de compressão (Gadeschi, Backhaus, e Knoll 2012). ....	18



Figura 24 - Topografia do primeiro segmento de compressão de perfil cilíndrico revestido a Cr com texturização parcial (Etsion e Sher 2009).....	19
Figura 25 - Topografia de uma amostra texturada após um ensaio de desgaste. ....	19
Figura 26 - Sistema Biela – Manivela. ....	20
Figura 27 - Sistema biela-manivela aplicado ao cilindro – pistão.....	21
Figura 28 - Velocidade linear do pistão segundo o posicionamento da manivela. ....	22
Figura 29 - Aceleração do pistão segundo o posicionamento da manivela.....	23
Figura 30 - Velocidade e aceleração para o sistema biela-manivela com $r = 0.015$ m e $l = 0.075$ m.....	23
Figura 31 - Esquema de alguns modos básicos do movimento secundário do pistão (Rèpaci 1987).....	24
Figura 32 - Esquema da força resultante no movimento ascendente do pistão.....	24
Figura 33 - Forças atuantes no segmento (Ejakov, Diaz, e Chock 1999) (adaptada da fonte). 25	
Figura 34 - Esquema de uma condição típica de lubrificação no contacto (asperidades e curvatura exageradas) (Smedley 2004). ....	26
Figura 35 - Regimes de lubrificação no contacto segmento – cilindro (Takata 2006).....	26
Figura 36 - Curva de Stribeck. ....	28
Figura 37 - Variação da viscosidade com a temperatura para um lubrificante SAE-10W/50 (Taylor 2002).....	29
Figura 38 - Distribuição de pressões num segmento de compressão no movimento descendente (Heywood 1998). ....	32
Figura 39 - Esquema da lubrificação hidrodinâmica entre o primeiro segmento de compressão e a camisa (Smedley 2004).....	33
Figura 40 - Força de atrito para os diversos ângulos da manivela com modelo numérico e experimental (Liao, Chen, e Tian 2012).....	35
Figura 41 - Perfis de rugosidade de um cilindro novo e após 200 horas de ensaio em dinamômetro. Motor a gasolina (Demarchi 1994). ....	36
Figura 42 - O tribómetro.....	37
Figura 43 - Esquema do sistema biela – manivela do tribómetro. ....	38
Figura 44 - Montagem do cabo malhado e da ferrite magnética no variador de frequência. ....	38
Figura 45 - Esquema do sistema na zona de contacto entre as amostras. ....	39
Figura 46 - Esquema das adaptações feitas para o encaixe das amostras do segmento. ....	39
Figura 47 - Ponte de amplificação.....	40
Figura 48 - (a) – Placa de aquisição antiga, (b) Placa de aquisição usada. ....	41
Figura 49 - Velocidade linear da amostra no tribómetro para 150 RPM. ....	41
Figura 50 - a) LabView antigo com taxa de aquisição de 5 pontos por segundo, b) LabView desenvolvido para a nova placa com uma taxa de aquisição de 2000 pontos por segundo.....	42

Figura 51 - Segmento de controlo de óleo e respetiva amostra.....	43
Figura 52 - Camisa de onde foram obtidas as amostras ensaiadas.....	43
Figura 53 - Dimensões das amostras da camisa. ....	44
Figura 54 - Amostra com algum <i>remelt</i> visível nas bordas do dimple.....	44
Figura 55 - Amostras com texturização a laser. ....	45
Figura 56 - Gráfico do coeficiente de atrito para uma carga de 50 N a 200 RPM.....	49
Figura 57 - Esquema do cálculo da do coeficiente de atrito médio para movimentos ascendente e descendente. ....	50
Figura 58 - Coeficiente de atrito com carga 50N. ....	51
Figura 59 - Coeficiente de atrito com carga 115N. ....	52
Figura 60 - Gráficos do coeficiente de atrito global.....	53
Figura 61 - À direita – Curva de Stribeck, e à esquerda - Gráfico do coeficiente de atrito global em função dum parâmetro velocidade/carga. ....	53
Figura 62 - Topografia da amostra sem texturização antes do ensaio de desgaste. ....	54
Figura 63 - Topografia da amostra R1 antes do ensaio de desgaste.....	55
Figura 64 - Topografia da amostra R2 antes do ensaio de desgaste.....	55
Figura 65 - Topografia da amostra R3 antes do ensaio de desgaste.....	56
Figura 66 - Topografia da amostra R4 antes do ensaio de desgaste.....	56
Figura 67 - Ensaio de desgaste para as amostras da camisa texturadas. ....	57
Figura 68 - Ensaio de desgaste para a amostra sem texturização e R1. ....	58
Figura 69 - Topografia da amostra sem texturização depois do ensaio de desgaste. ....	58
Figura 70 - Topografia da amostra R1 depois do ensaio de desgaste.....	59

## Índice de Tabelas

Tabela 1 - Características das amostras texturadas. ....	45
Tabela 2 - Plano dos ensaios de carga e velocidade. ....	46
Tabela 3 - Condições de funcionamento para os ensaios de desgaste. ....	47
Tabela 4 – Distribuição temporal de aquisição de dados. ....	48
Tabela 5 – Plano dos ensaios de desgaste. ....	48
Tabela 6 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 50 N a diferentes velocidades. ....	51
Tabela 7 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 50 N a diferentes velocidades. ....	51
Tabela 8 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 115 N a diferentes velocidades. ....	52
Tabela 9 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 115 N a diferentes velocidades. ....	52
Tabela 10 – Peso das amostras, antes e depois do ensaio de desgaste. ....	60

## Nomenclatura

$x_p$  = Posição do pistão [ $m$ ]

$v_p$  = Velocidade do pistão [ $m/s$ ]

$a_p$  = Aceleração do pistão [ $m/s^2$ ]

$r$  = Raio da manivela [ $m$ ]

$\omega$  = Velocidade angular da manivela [ $rad/s$ ]

$\varphi$  = Ângulo da manivela [ $^\circ$ ]

$l$  = Comprimento da biela [ $m$ ]

$F_a$  = Força de Atrito [ $N$ ]

$F_N$  = Força de normal [ $N$ ]

$f$  = Coeficiente de atrito

$h$  = Altura do filme lubrificante [ $m$ ]

$\sigma$  = Rugosidade equivalente (RMS) [ $m$ ]

$\tau$  = Tensão de corte do fluido [ $Pa$ ]

$U$  = Velocidade linear do segmento [ $m/s$ ]

$\mu$  = Viscosidade dinâmica [ $N.s/m^2$ ]

# 1 - Introdução

Desde a invenção do automóvel, o ser humano passou a ter uma capacidade de mobilidade que revolucionou o seu modo de vida. Hoje em dia os transportes pessoais, públicos e privados são o motor da economia. O benefício retirado por ter um veículo a nível de emprego, de família e de lazer faz dele uma necessidade mais do que um comodismo. Olhando para o gráfico da figura 1, no ano 2002 estimava-se a existência de 1100 milhões de veículos a circular no mundo (Walsh 2009).

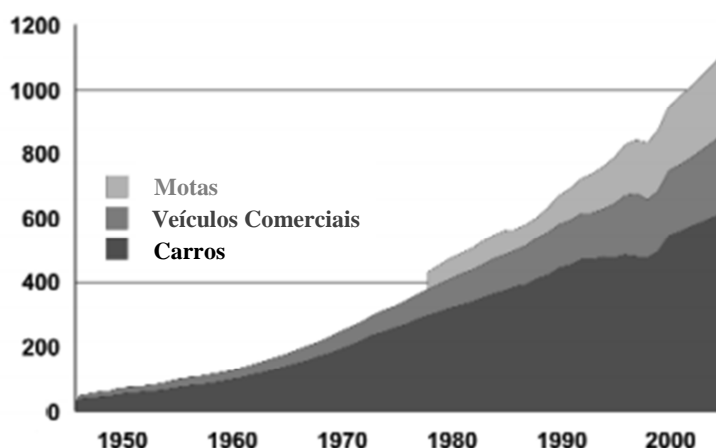


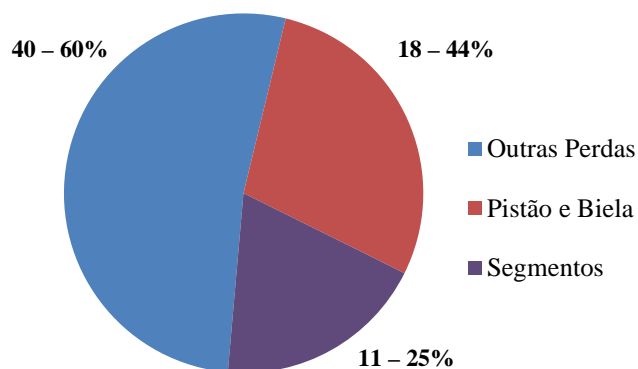
Figura 1 – População de automóveis a circular no mundo (Walsh 2009).

A poluição gerada por este facto, não só afeta a condição da atmosfera, mas também a nossa saúde individual, principalmente em meios urbanos. Uma das principais causas para a qualidade do ar ser afetada, é a presença de  $PM_{2.5}$  (micro partículas). Estas partículas têm diâmetro suficiente para causarem problemas no sistema respiratório e cardiovascular (Kheirbek et al. 2011). Uma das fontes de emissão destas partículas é o combustível fóssil, o qual é usado nos motores de combustão interna.

Por outro lado, sendo o combustível fóssil um recurso limitado no planeta e um produto de consumo diário, quanto menor for o seu consumo, mais tempo ele perdurará. Além disso, o aumento do preço dos combustíveis faz com que o consumo de cada automóvel seja cada vez mais um critério a ponderar na aquisição de veículos.

Com a tendência de aumento de veículos a nível global e os perigos associados ao seu funcionamento, os fabricantes de automóveis viram-se obrigados a desenvolver soluções para as novas leis e restrições ambientais implementadas.

Neste contexto, a otimização e o melhoramento da fonte energética do automóvel é um passo essencial no combate à emissão dos gases resultantes da combustão. Na figura 2 é possível ver as perdas, em percentagem, para um motor de combustão interna.



**Figura 2 – Distribuição típica das perdas mecânicas por atrito de um motor de combustão interna (Takata 2006).**

A quantidade de energia perdida para os todos atritos existentes de um motor é cerca de 20% (Smedley 2004). Dessa percentagem cerca de 11 a 25% é devido ao atrito no contacto do segmento-cilindro (figura 2).

Embora as distribuições energéticas variem entre motores e condições de funcionamento, o contacto dos segmentos com o cilindro representa uma grande parte do atrito geral do bloco. Portanto, uma diminuição do atrito nas paredes do cilindro resultaria num melhoramento no rendimento do motor e numa diminuição no consumo de combustível, lubrificante e emissões.

Esta importante constatação despoletou um aumento na investigação e no desenvolvimento de segmentos e de camisas. Imensos trabalhos científicos têm sido feitos nesta área com intuito de melhorar o comportamento tribológico do contacto. Estas investigações não só se centram em criar e desenvolver modelos numéricos, mas ainda em testar e experimentar novas tecnologias aplicadas aos componentes do contacto.

Neste contexto, foi criada uma colaboração com a MAHLE Brasil para testar o comportamento de um segmento de controlo de óleo e de uma camisa destinadas aos automóveis pesados da Volvo. Para além da investigação propriamente dita, esta parceria tinha também como objetivo perceber a lógica de projeto, desenvolvimento e investigação do ponto de vista da indústria.

Para a realização dos ensaios de avaliação do atrito foi necessário reabilitar o tribómetro disponível. Este foi reparado e modificado com novos componentes que permitiram taxas de aquisição de dados mais elevadas. Os melhoramentos efetuados possibilitaram uma boa leitura do coeficiente de atrito ao longo do percurso do segmento.

Motivado pelos resultados de diversas investigações na aplicação de texturização a laser, aproveitou-se a ocasião criar, e posteriormente testar, amostras da camisa com diferentes texturizações. Uma geometria de texturização que aparentou resultados promissores em diversos estudos foi o “*dimple*” (Etsion e Sher 2009). Com o intuito de verificar o comportamento do segmento de óleo perante este tipo de superfície, aplicou-se a técnica de texturização a quatro amostras da camisa com densidades e parâmetros de aplicação a laser diferentes (figura 3). As definições escolhidas para aplicação dos *dimples* não foram encontradas e testadas em mais nenhum trabalho científico, que o autor desta dissertação tenha conhecimento, no âmbito de contribuir com mais um pedaço de informação na procura duma texturização que permita a melhor redução de atrito.

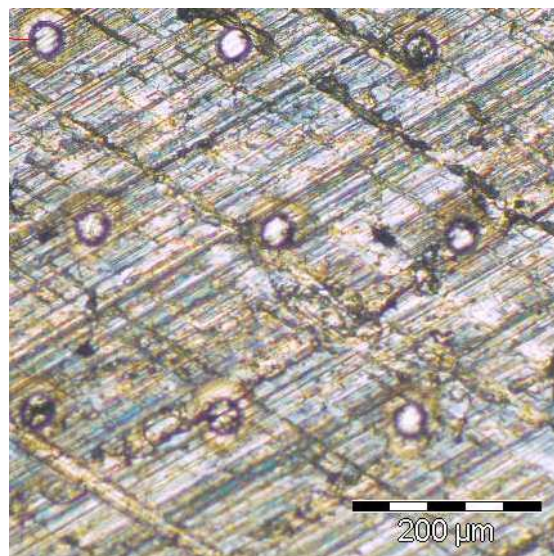


Figura 3 – Camisa com dimples.

Para estudar o comportamento do segmento de controlo de óleo em funcionamento, foram concebidos dois tipos de teste. O primeiro ensaio consistia numa variação de velocidade e carga no contacto durante um reduzido intervalo de tempo (15 segundos). O segundo, mais focado na avaliação do comportamento das camisas texturadas, consistia num ensaio de carga e velocidade fixa e com um tempo de duração de quatro horas, sendo portanto um ensaio de desgaste. Em todos os testes de desgaste foram levantadas topografias no intuito de avaliar o efeito superficial com os resultados obtidos.

Observou-se que para os ensaios de velocidade/carga, o segmento de controlo de óleo e a camisa (sem texturização a laser) conseguiram gerar sustentação hidrodinâmica para uma carga de 50 N. No entanto, para uma carga de 115 N tal resultado já não se verificou. Uma aproximação a estes resultados utilizando a curva de Stribeck, indicou que para 115N o regime de lubrificação predominante seria de filme limite, mas para uma carga de 50 N, o facto de ter sido verificada uma diminuição do coeficiente de atrito com o aumento de velocidade, sugere que poderia já estar dentro do regime de lubrificação misto.

Quanto aos ensaios de desgaste, notou-se uma diminuição do coeficiente de atrito em todas as amostras ao longo das quatro horas de teste. Contudo, apenas um dos provetes da camisa com texturização a laser apontou resultados promissores. Durante as primeiras duas horas, o coeficiente de atrito mostrou ser mais baixo quando comparado com a amostra normal, mas após as duas horas os coeficiente de atrito passaram a ter o mesmo valor.

Através das topografias em todas as amostras foi possível ver que o aumento da densidade de “*dimples*” implicou uma maior área de “*remelt*” em torno destes, o que possivelmente adicionou maior rugosidade à superfície. Estes resultados parecem indicar que uma maior área texturada não resulta necessariamente num aumento da pressão hidrodinâmica.

Embora a diminuição do atrito abaixo do valor padrão se tenha apenas verificado numa das configurações de texturização, englobando e confrontando com outros trabalhos científicos, tudo indica que de facto a texturização a laser pode baixar significativamente o coeficiente de atrito do contacto.

Independentemente da dificuldade associada ao melhoramento da resposta do contacto segmento-cilindro é justificável nos dias que correm, em que as preocupações ambientais são um critério de projeto de carácter obrigatório, e a racionalização das fontes de combustível (conceito que foi subestimado ao longo de vários anos após o aparecimento dos motores de combustão interna), que vários tipos de investimentos sejam aplicados nestas áreas de desenvolvimento e aperfeiçoamento de projeto.



## 2 - O Contacto Segmento – Cilindro

Os motores de combustão interna atuais são normalmente constituídos por três ou quatro segmentos por pistão, como apresentado na figura 4. Estes são responsáveis pela estanquidade e lubrificação da câmara de combustão. Esta breve e simples descrição exhibe a grande relevância do contacto quando enquadrado como um mecanismo fundamental contra perdas de potência.



Figura 4 - Pistão de alta compressão e respetivos segmentos (JE Pistons 2013).

A principal função do contacto segmento-cilindro é de evitar a fuga dos gases de alta pressão, originados na ignição da mistura de combustível (fonte de energia num motor de combustão interna), que relaciona diretamente o seu desempenho mecânico com o rendimento energético, emissões de CO<sub>2</sub> e consumo de óleo lubrificante de um motor. Por estes motivos, torna o contacto segmento - cilindro um alvo atrativo de investigação e investimento por parte de diversas empresas e pessoas em todo o mundo.

Contudo o atrito gerado no contacto com o cilindro, obriga os segmentos a desempenhar outro papel, igualmente importante, nomeadamente, a lubrificação do curso do pistão. A distribuição de óleo, desempenhada com mais relevância pelo segmento de óleo e o segundo segmento de compressão, impede que excessos de lubrificante sejam integrados na mistura de combustível, onde seriam queimados prejudicando a performance do motor e os gases de combustão.

Outro encargo requerido aos segmentos, mais especificamente ao primeiro segmento de compressão, é o controlo da temperatura do pistão, permitindo uma assistência na transferência de calor para as paredes do cilindro e líquido refrigerante (Heywood 1998).

No entanto, o paradigma do seu estudo prende-se com a sua própria dinâmica de funcionamento. A otimização do seu comportamento tem como foco central baixar o atrito causado entre as paredes do segmento e o cilindro (no caso da maioria dos motores atuais, recorre-se frequentemente a uma camisa que é inserida dentro do cilindro, onde é acomodado o pistão e se dá o contacto do segmento). Percetivelmente, uma redução no coeficiente de atrito no contacto levaria a um decréscimo no consumo de combustível, nas emissões de dióxido de carbono e/ou a um aumento de rendimento. Porém, esta redução do atrito não é um projeto assim tão trivial ou de fácil execução. Qualquer alteração ou otimização pode gerar problemas, como por exemplo: a diminuição na estanquidade da câmara de combustão (originando perdas de potência e por consequência uma diminuição no respetivo rendimento), ou gerar uma deficiência significativa no consumo e distribuição de óleo, podendo este ser queimado após a ignição da mistura (levando a uma contaminação do combustível, baixando a sua eficiência energética e criando depósitos nas paredes do cilindro).

## 2.1 - Segmentos

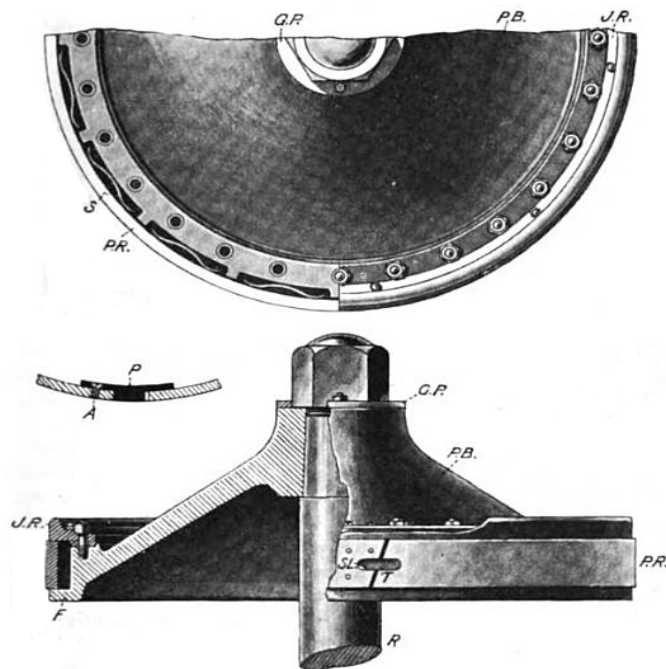
Ao longo dos anos, um problema em particular e ao mesmo tempo comum em vários tipos de maquinaria (bombas de água, motores de combustão, compressores de ar, motores hidráulicos, etc.), veio solicitar um grande esforço no desenvolvimento duma solução, para as folgas entre o pistão e o cilindro. Nos primeiros passos destas tecnologias e investigações, a grande dificuldade prendia-se com o fabrico destas duas peças, com folgas suficientemente pequenas que garantissem a maior estanquidade possível para proporcionar um melhor rendimento. No entanto, tal conceito de projeto e execução provou-se inútil, devido à constante falha na vedação das paredes do pistão com o cilindro. Perante este cenário, uma perspicaz e engenhosa solução passaria por especializar a função de vedação para um novo elemento: o segmento (Skytte af Sättra 2005).

A sua primeira forma remonta aos finais do século dezoito, juntamente com os avanços nos motores a vapor. A sua primeira forma teve origem pela mão do inventor e engenheiro mecânico escocês James Watt, quando este fixou uma gacheta<sup>1</sup> de cânhamo ao pistão com o objetivo de evitar fugas do gás de alta pressão.

Por volta do ano 1797, o clérigo e inventor inglês Edward Cartwright iniciou o uso dos segmentos como anéis metálicos. Porém a sua complexidade de montagem, que não abstém de grande perspicácia e criatividade, tornava esta solução demasiado elaborada. Algumas construções da altura adicionavam molas (figura 5) nas costas do segmento para o forçar a encostar às paredes do cilindro (Perry 1899; Smedley 2004).

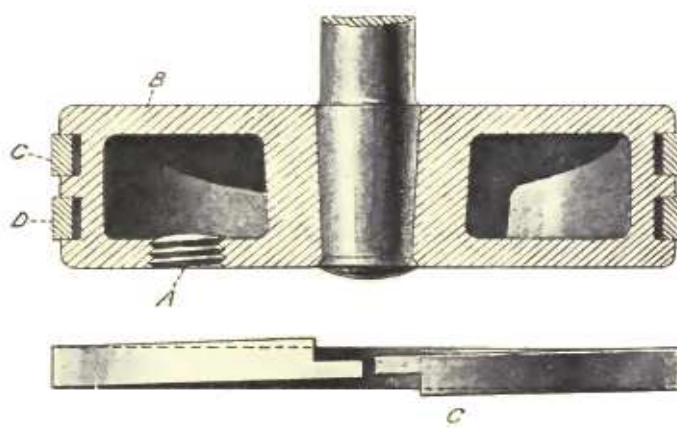
---

<sup>1</sup> No contexto da sua aplicação representa um conjunto de tranças de fios enroladas entre si em forma circular.



**Figura 5 - Pistão e respetivo segmento do séc. XVIII. A letra S indica a localização das molas, solução utilizada para forçar o encosto ao cilindro (Perry 1899).**

Em meados do século dezanove, o engenheiro mecânico britânico John Ramsbottom (talvez mais conhecido pelos seus avanços na válvula de segurança) propôs um design simples que eliminaria toda a complexidade de montagem. A solução apresentada tinha como intuito fazer o diâmetro do segmento 10% maior que o diâmetro do cilindro, fazendo com que a elasticidade do anel quando instalado, forçasse a conformação do segmento às paredes do cilindro obrigando a uma vedação extremamente estanque (figura 6). Este engenhoso design perdurou imenso tempo inalterável. Como respondia a todas as especificações necessárias para a tecnologia da época, não era justificável a introdução modificações (Andersson, Tamminen, e Sandström 2002; Smedley 2004).



**Figura 6 - Pistão com dois segmentos cujo encosto é feito através da força elástica (Perry 1899).**

Porém, os avanços da ciência legitimaram a necessidade de desenvolver novas ideias e designs para tentar responder às duras exigências económicas e ambientais.

A figura 7 ilustra o resultado desta evolução histórica, onde as conclusões tiradas ao longo dos anos, se combinam nesta solução de três segmentos por pistão<sup>2</sup>, onde cada um é projetado para desempenhar funções específicas no contacto com o cilindro.

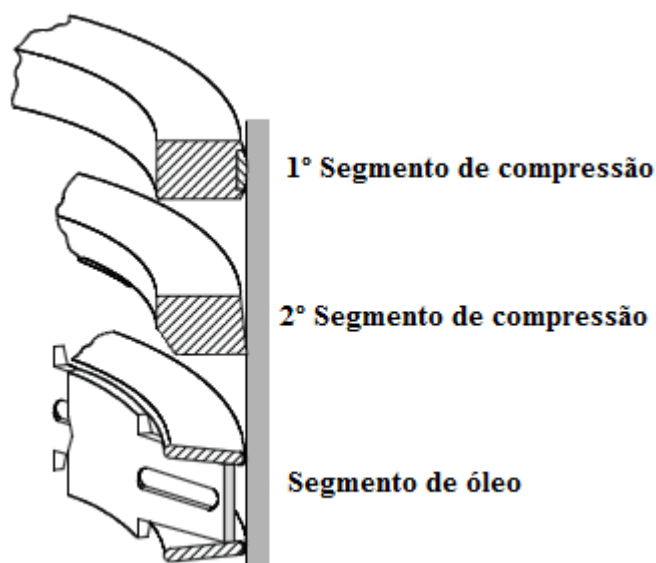


Figura 7 - Contacto segmento – cilindro (MAHLE 2010).

### 2.1.1 - Segmentos de compressão

O primeiro segmento de compressão, também denominado como anel de topo, concentra grande parte da sua função na vedação dos gases de combustão, impedindo a passagem destes para o cárter. Sendo o anel mais próximo da câmara de combustão, compreende-se que seja o mais “castigado” e solicitado mecanicamente ao longo dos ciclos de um motor, daí a escolha do tipo de primeiro anel a utilizar estar condicionada pelo tipo de aplicação que se pretende (motores de competição, motores de automóveis ligeiros ou pesados, etc...). Os segmentos de compressão são dimensionados com um diâmetro maior que o diâmetro do cilindro para que a elasticidade deste o permita acomodar-se e conformar-se às paredes do contacto (figura 8).

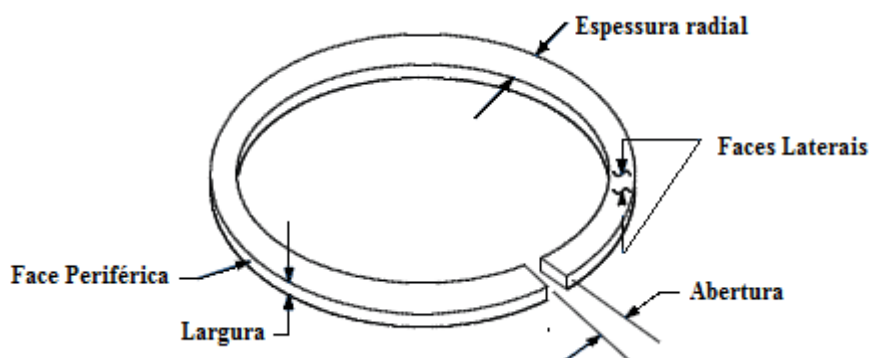


Figura 8 - Esquema do primeiro segmento de compressão (MAHLE 2010).

<sup>2</sup> A utilização de três segmentos por pistão é comum, mas não obrigatória. Em motores diesel, normalmente usados em veículos pesados onde é pretendida uma longa vida de serviço com elevados binários, a utilização de mais segundos segmentos de compressão é justificada no intuito de melhorar o controlo do fluxo de óleo.

A geometria geralmente utilizada para o primeiro segmento de compressão tem uma forma em arco na face periférica, como pode ser observado através da figura 9. Segundo McGeehan, esta configuração apresentou o melhor comportamento a nível da lubrificação (McGeehan 1978).

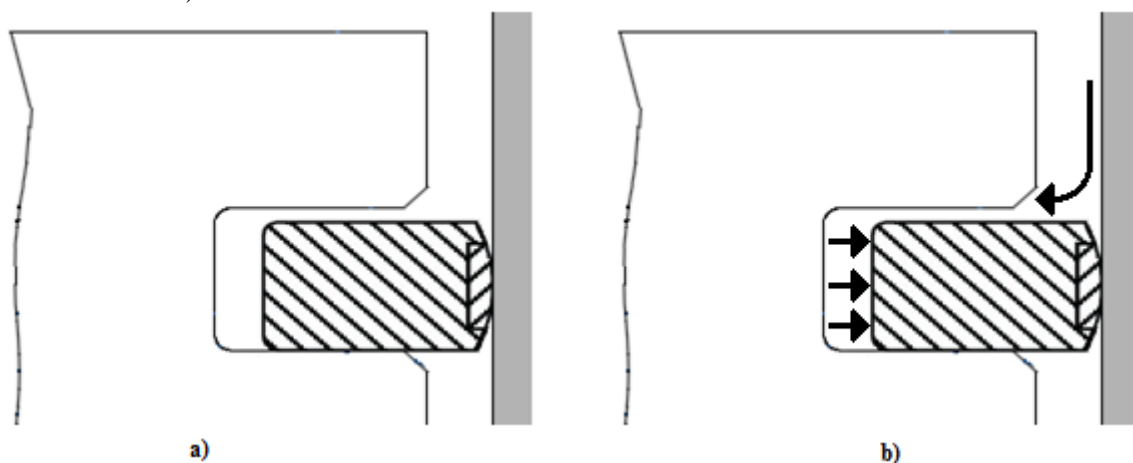


Figura 9 - Ilustração da geometria em forma de arco do primeiro segmento (MAHLE 2010) (adaptada da fonte).

Neste contacto do anel de topo com as paredes do cilindro, a lubrificação adequada é essencial. Após a combustão da mistura, a expansão dos gases resultantes irá preencher todos os espaços possíveis. Devido às tolerâncias de fabrico do pistão (mais especificamente da ranhura onde o segmento irá encaixar) e dos anéis, existe um volume nas costas dos segmentos onde os gases se podem infiltrar, forçando-o contra as paredes do cilindro (figura 9). Sendo o segmento mais próximo do topo do pistão, e por consequência dos gases de alta pressão, maior será a pressão de contacto gerada por este fenómeno, pelo que uma falha de lubrificação neste local levaria a um desgaste acentuado.

O segundo segmento de compressão, também denominado como anel raspador, tem como objetivo raspar o excesso de lubrificante deixado passar pelo segmento de óleo. Uma boa distribuição e remoção do excedente de lubrificante resultam numa diminuição do consumo de óleo do motor.

A função exercida pelo segundo segmento é possibilitada devido á sua geometria cónica na face periférica (figura 10).

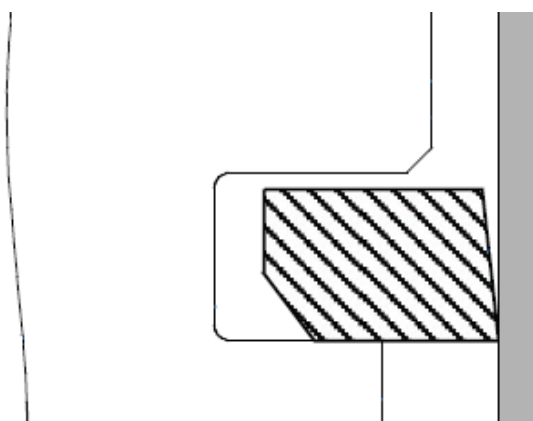


Figura 10 - Esquema do segundo segmento de compressão ou anel raspador (MAHLE 2010).

Através da figura 11 é possível visualizar em que medida a forma cônica permite a remoção do óleo em excesso no movimento de descida do pistão. No entanto, não é possibilitada a raspagem de óleo para a câmara de combustão no movimento ascendente do pistão por causa do afastamento da aresta superior da face do anel com a parede do cilindro.

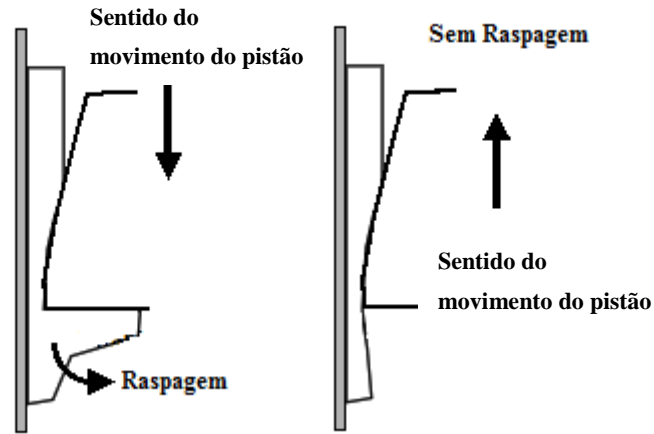


Figura 11 - Efeito de raspagem do óleo de uma face com perfil cônico (Takata 2006)(adaptada da fonte).

Tanto no primeiro como no segundo segmento de compressão a geometria influencia o desempenho das funções dos anéis. Uma variação do perfil dos anéis resultará em diferentes performances, distribuição de forças e lubrificação. Na figura 12 pode-se observar a abrangente oferta de diversos tipos de segmentos para responder aos mais variados critérios de projeto.

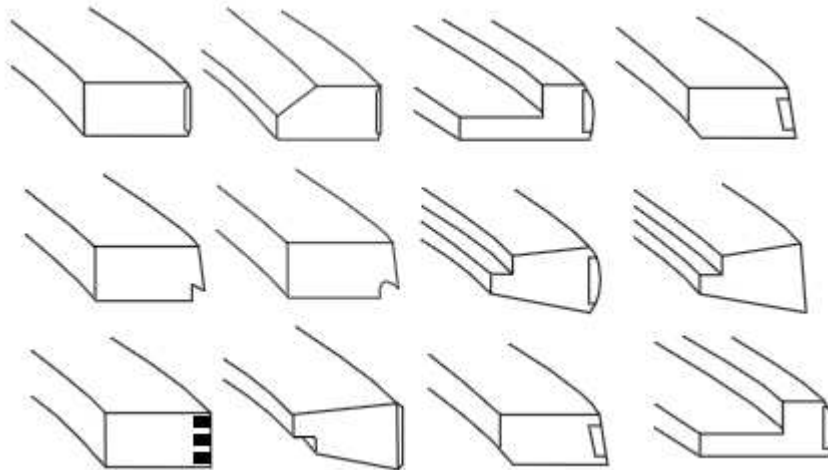


Figura 12 - Esquema dos diversos tipos de segmentos de compressão (MAHLE 2010).

### 2.1.2 - Segmento de controlo de óleo

O último anel de um conjunto de segmentos é o segmento de controlo de óleo. O lubrificante, vindo do cárter por chapinagem, é arrastado por este segmento ao longo das paredes do cilindro. Na figura 13 está ilustrado um tipo de desenho, onde se observa uma maior distinção para com os anéis de compressão. A sua constituição é geralmente composta por perfis mais elaborados na sua face periférica, onde existem sulcos que permitem que o excesso de óleo seja retornado ao cárter. Muito comumente os segmentos de controlo de óleo são constituídos por duas peças: o perfil metálico e uma mola que aumenta a força de encosto nas costas do segmento.

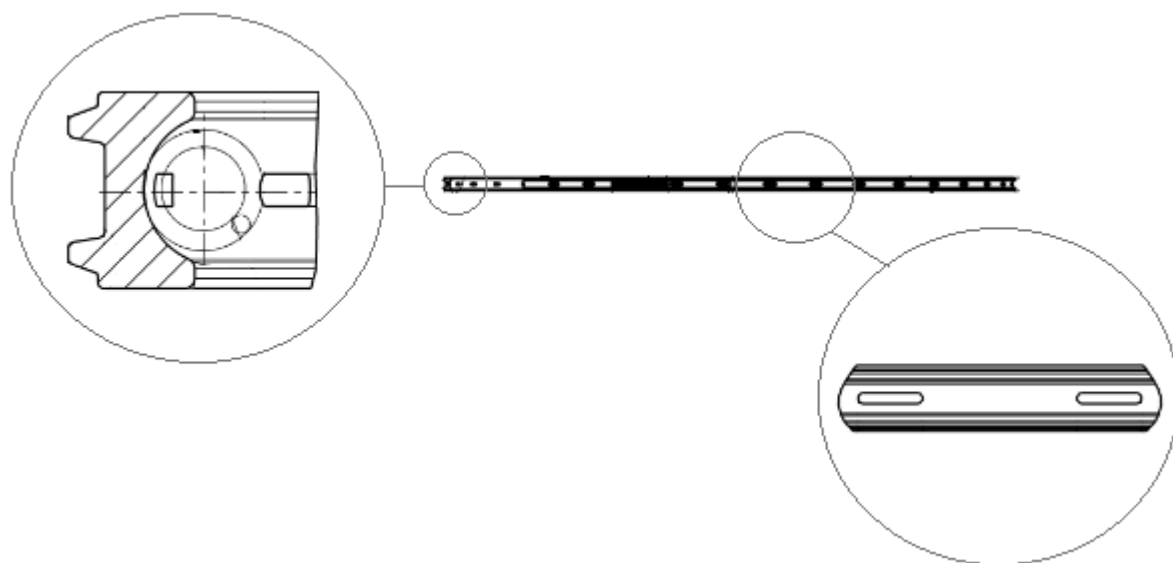


Figura 13 - Esquema de um segmento de controlo de óleo.

Este tipo de configuração apresentado na figura 13, é um segmento de controlo de óleo com duas pistas de encosto sendo denominado na língua inglesa como “Twin-Land Oil Control Ring”, e foi centro de estudo desta dissertação. O seu design tira partido da reduzida área de contacto que origina pressões unitárias de contacto elevadas fazendo com que a distribuição do óleo seja realizada com mais eficiência (Smedley 2004). Na figura 14 está representado outro tipo de segmento de controlo de óleo, constituído por três peças. Este design tem por base um expansor - espaçador que mantém afastados dois anéis independentes e os pressiona contra o cilindro.

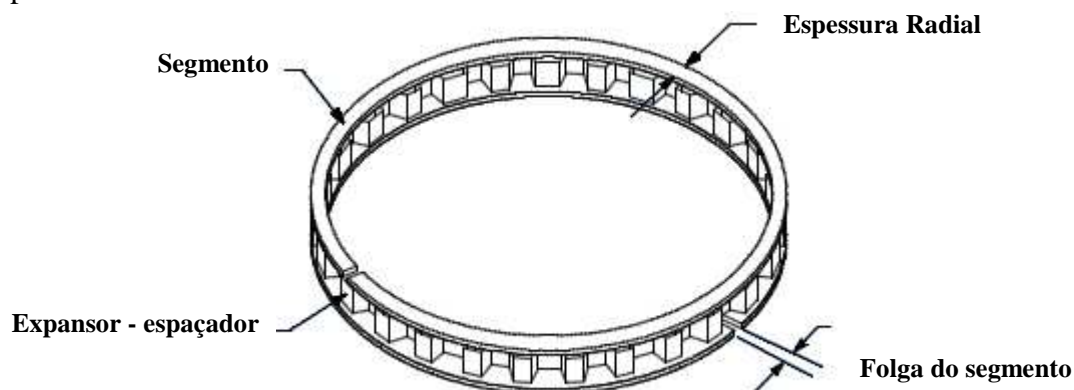


Figura 14 - Peças constituintes do segmento de controlo de óleo (MAHLE 2010).

### 2.1.3 - Materiais

A escolha do material para um segmento é ditada pelas condições a que este está sujeito. Tendo em conta que o segmento deve ainda conseguir exercer as suas funções principais mesmo em situações severas de funcionamento. Portanto, elasticidade e resistência á corrosão são duas propriedades relevantes no material. A condutividade térmica também deve ser tida em conta, devido á transferência de calor proporcionada pelos segmentos para as paredes do cilindro.

O ferro fundido cinzento, conhecido pelos seus benefícios tribológicos como lubrificante seco, é geralmente usado como material para os segmentos. Sendo possível na face periférica do segmento adicionar-se um revestimento para melhorar a resistência ao desgaste ou melhorar o comportamento em condições de funcionamento mais severas (Andersson, Tamminen, e Sandström 2002).

Um método de aplicação dos revestimentos é conhecido na literatura inglesa como “*thermal (plasma) spray*”, onde adiciona molibdênio ou compósitos metálico-cerâmicos á superfície do segmento.

Outra técnica de aplicação de revestimento, denominada por “*PVD*” (*Physical vapor deposition*), tem a capacidade aplicar camadas de revestimento mais finas do que o *thermal spray*. Dentro dos materiais usados para esta técnica estão o nitreto de titânio e nitreto de crómio.

Olhando para outro material base, o aço tem vindo cada vez mais a ser opção como material para segmentos. Este proporciona uma diminuição na massa do segmento mantendo a ótima estanquidade devido á força elástica exercida por ele mesmo em perfis de segmentos mais pequenos.

Sendo uma material mais caro, a resistência ao desgaste faz com que o aço seja um bom material a escolher quando se pretende uma maior longevidade da vida do segmento. A longo prazo poderá compensar na medida em que se pode evitar mais substituições ou reparações.



## 2.2 - Cilindros

O cilindro é uma parte constituinte dos motores de combustão interna cuja sua finalidade é alojar o pistão ao longo do curso deste. Um bloco de motor é geralmente feito de ferro fundido ou alumínio, onde por questões de facilidade substituição em caso de problemas, resistência ao desgaste e lubrificação são inseridas umas peças cilíndricas denominadas de camisas para albergar os pistões (figura 15). Portanto, estas camisas servem de superfície interior do cilindro onde o contacto com os segmentos é dado.



Figura 15 - Camisa para um bloco de motor (MAHLE 2011).

Como já foi mencionado na secção introdutória deste capítulo, a transferência de calor é um objetivo pertinente na conceção de segmentos. Tal ideal também foi tido em conta na evolução do fabrico de camisas. Neste contexto, surgiram um tipo de camisas denominadas de “camisas húmidas”, em que o seu design permite o contacto das paredes exteriores da camisa com o líquido refrigerante do bloco (figura 16).

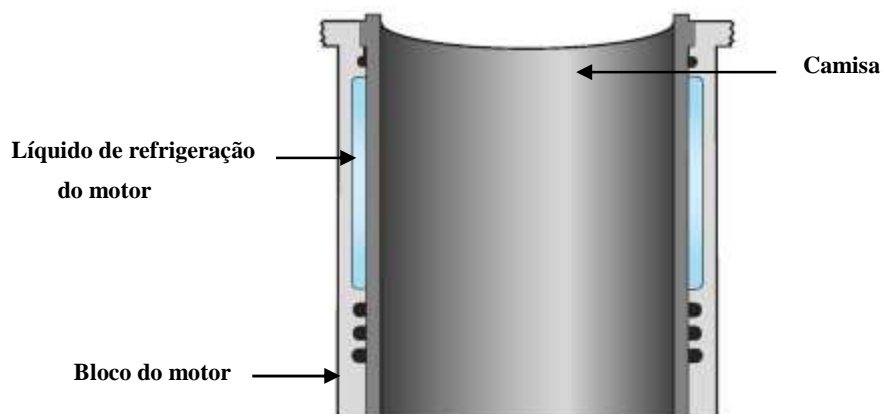


Figura 16 - Esquema de funcionamento de uma camisa húmida.

### 2.2.1 –Honing

No fabrico de camisas para blocos de motor é geralmente aplicado um acabamento de retificação denominado na língua inglesa como *honing*. Este processo de maquinagem cria “rasgos” superficiais na parede interior da camisa que exercem funções de lubrificação e armazenamento de partículas de desgaste que prejudicariam o contacto.

Tipicamente estes “sulcos” feitos no material são gerados por um processo de três fases, conhecido como *plateaux honing*. Observando a figura 17, a primeira fase é responsável pela retificação da camisa para o seu diâmetro final e pela criação dos sulcos mais profundos no material. Para a segunda fase, é usada ferramenta para limar os picos gerados no estágio anterior, criando uma superfície mais suave. Por último, aplica-se uma outra ferramenta, ainda mais suave, para limpar os detritos deixados nos vales pela na segunda fase.

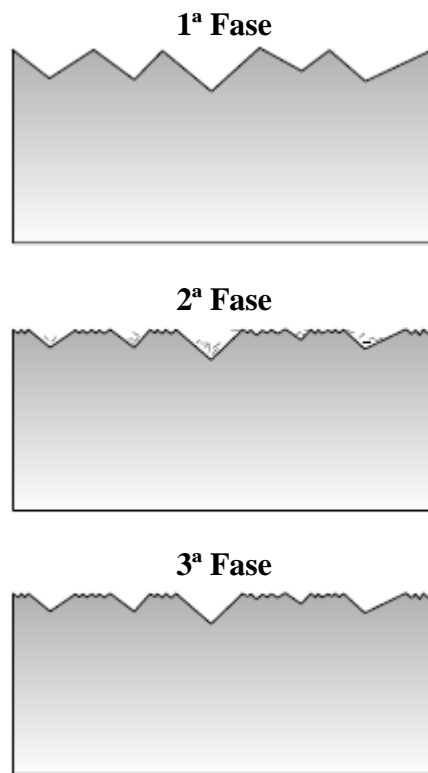


Figura 17 - Esquema do processo do *plateaux honing* (Spencer 2010).

Estes rasgos tornam, por um lado a distribuição de óleo mais eficaz, na medida em que servem como “canais” de fuga para o excesso de óleo correr quando se dá o contacto, e por outro conseguem conter as partículas de desgaste minimizando os possíveis danos realizados por elas.

Sendo a camisa uma das duas partes do contacto, justifica-se a necessidade de aqui também ser realizada investigação e experimentação no intuito de baixar o coeficiente de atrito e consumo de óleo. Notando a relevância do *honing* no comportamento do filme de lubrificante, é perceptível que alterando alguns parâmetros do processo de *honing*, a distribuição de óleo seja modificada, resultando numa fricção e lubrificação diferente.

Em 2008, foi estudado por Chen e Tian o efeito da largura, ângulo e densidade dos rasgos da camisa na geração de pressão hidrodinâmica no contacto com o segmento de controlo de óleo de duas pistas (Twin Land Oil Control Ring). A figura 18 mostra o esquema de variáveis usadas para identificar os parâmetros atrás descritos, tendo o resultado deste estudo apontado que tanto a largura dos picos como o ângulo de *honing* influenciam significativamente a geração de pressão hidrodinâmica (Chen e Tian 2008). Um domínio sob o controlo da pressão hidrodinâmica gerada, poderá levar a baixas de atrito e consumo de óleo.

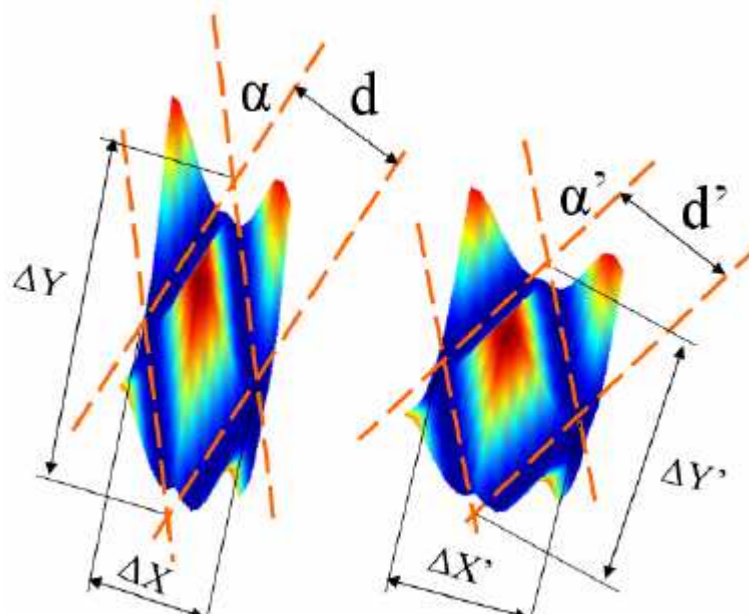


Figura 18 - Alguns parâmetros variáveis no processo de *honing* (Chen e Tian 2008).

Outra possível abordagem na otimização e investigação de cilindros passará pela aplicação de revestimentos ao interior da camisa. Um exemplo deste tipo de estudo foi realizado em 2011 por Johansson et al., onde avaliaram o comportamento de quatro tipos de amostras de camisa com revestimentos pulverizados termicamente (denominadas na literatura inglesa como “*thermally sprayed coatings*”) em testes num tribómetro e num motor de combustão real (Johansson et al. 2011). Um dos resultados obtidos nesta investigação aponta para uma diminuição considerável do coeficiente de atrito em teste de tribómetro para dois tipos de revestimento: CrC/NiCr e MMC (*Metal Matrix Composite*, que neste caso tem uma base de ferro). Através da figura 19 é possível observar o efeito superficial causado pela aplicação dos dois revestimentos mencionados comparativamente à topografia original da camisa.

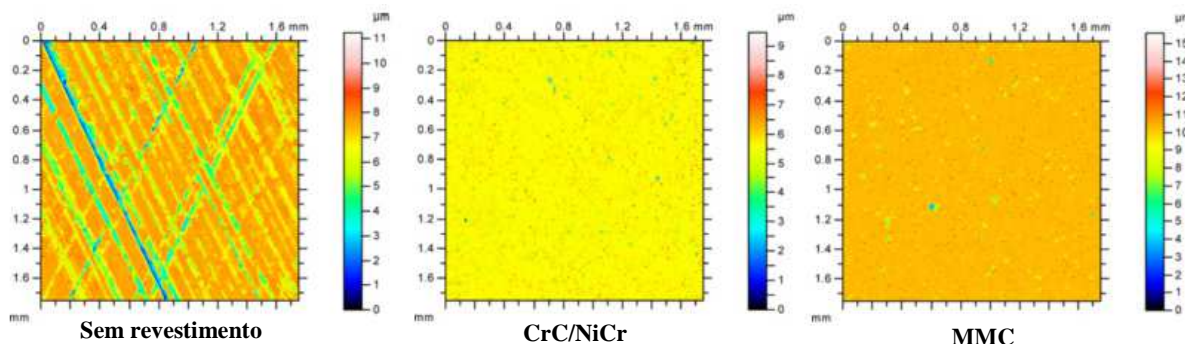


Figura 19 - Topografias dos revestimentos (Johansson et al. 2011) (adaptada da fonte).

Feita referência a estes dois trabalhos científicos, dos imensos existentes nos respetivos ramos de investigação, no âmbito de demonstrar a vasta quantidade de variáveis de interesse estudar e ainda a possibilidade serem estudados correlacionando-os.

### 2.2.2 - Materiais

O material mais comum na indústria para a construção das camisas é o ferro fundido. No entanto é possível serem concebidas em alumínio ou aço. Cada aplicação poderá especificar o tipo de material a ser escolhido devido às suas vantagens perante as respetivas solicitações. Por exemplo, para motores de pesados é geralmente usado camisas de ferro fundido no âmbito de adicionar ao bloco do motor uma maior estabilidade e rigidez diante dos binários elevados produzidos por este tipo de motores. As camisas de alumínio por sua vez são mais leves podendo ser usadas em motores de ligeiros quando o custo acrescido vale o benefício.

A figura 20 apresenta a microscopia feita na camisa enviada pela MAHLE usada nos motores de pesados Volvo, e outra microscopia realizada numa camisa de 1986 fabricada pela empresa Fonderie de Pont-à-Mousson. Ambas as amostras são constituídas por ferro fundido cinzento, que é conhecido por ser benéfico tribologicamente devido às lamelas de grafite que o constituem e que atuam como lubrificante seco. Tendo ainda a capacidade armazenar óleo na sua matriz servindo como micro-bolsas para o lubrificante (Glaeser 1992).

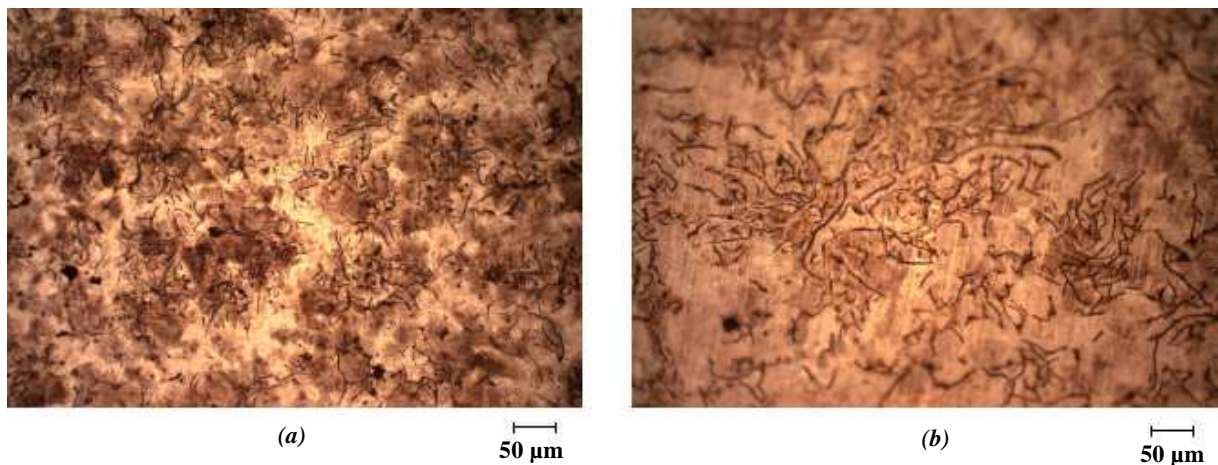


Figura 20 - Microscopia da amostra da (a) MAHLE e (b) (Fonderie de Pont-à-Mousson).

Comparando as duas microscopias, é perceptível que o ferro fundido cinzento da amostra fornecida pela MAHLE apresenta lamelas de grafite mais pequenas mas mais grossas aglomeradas com uma maior densidade, enquanto a amostra da Fonderie de Pont-à-Mousson mostra lamelas mais comprimidas com maior afastamento umas das outras.

## 2.3 - Texturização a Laser

Uma tecnologia que cada vez mais tem vindo a ganhar importância na área de investigação é a texturização a laser. Diversos estudos foram feitos na última década, os quais apontam que a esta nova tecnologia afeta significativamente a geração de pressão hidrodinâmica. No entanto, a texturização a laser encontra-se a dar os primeiros passos na sua evolução, tornando complexo e difícil uma caracterização exata e controlada devido à escassez de parâmetros (Yu, Wang, e Zhou 2010).

Inicialmente foi experimentado por Tomanik em 2008, uma possibilidade da aplicação desta técnica nas camisas de motores. A figura 21 apresenta fotografias óticas das superfícies onde foram aplicados profundos “rasgos” a laser que tinham como objetivo servir de reservatórios de óleo (*laser pockets*) e locais onde os detritos resultantes de desgaste se pudessem depositar. Os resultados obtidos nos testes de tribómetro para as amostras referidas, indicaram uma razoável diminuição do coeficiente de atrito (Tomanik 2008).

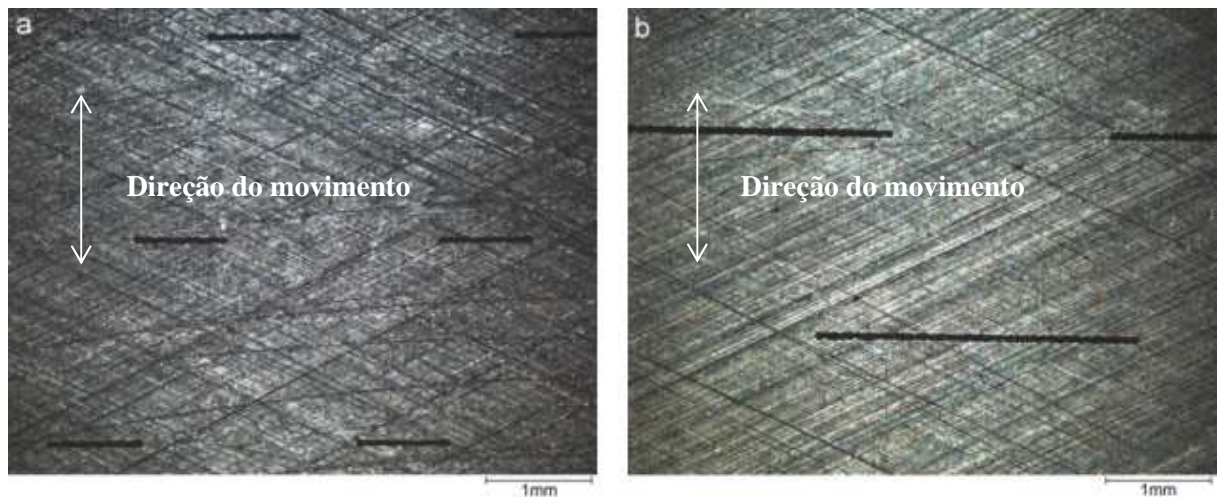


Figura 21 - Fotografias óticas dos *laser pockets* com (a) 1mm e (b) 3mm (Tomanik 2008).

Porém, em simulações posteriores realizadas e modelizadas computacionalmente pelo Dr. Tomanik, este concluiu que o ideal seria aplicação de “*dimples*” de diâmetro menor e menos profundos (Tomanik 2013). Os “*dimples*” são definidos como cavidades feitas no material com um padrão e geometria definida. A aplicação deste conceito, da criação de cavidades na superfície, tem sido motivo de estudo e controvérsia em diversos trabalhos científicos. Um dos rumos tomados por Hawai Yu na investigação de “*dimples*”, passou pela avaliação da capacidade de suportar carga em função da sua geometria (figura 22).

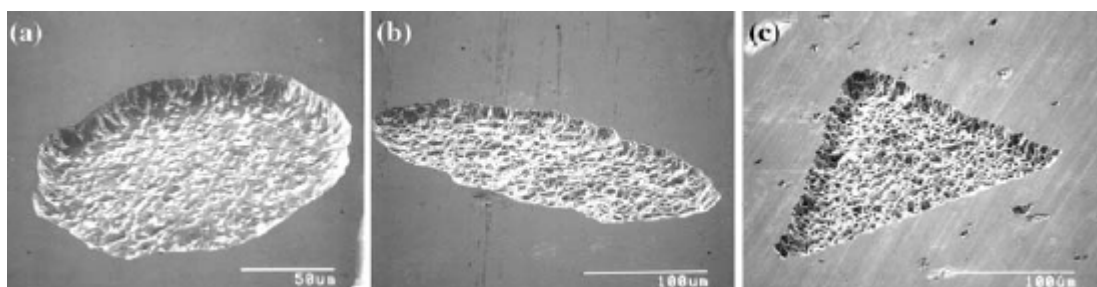
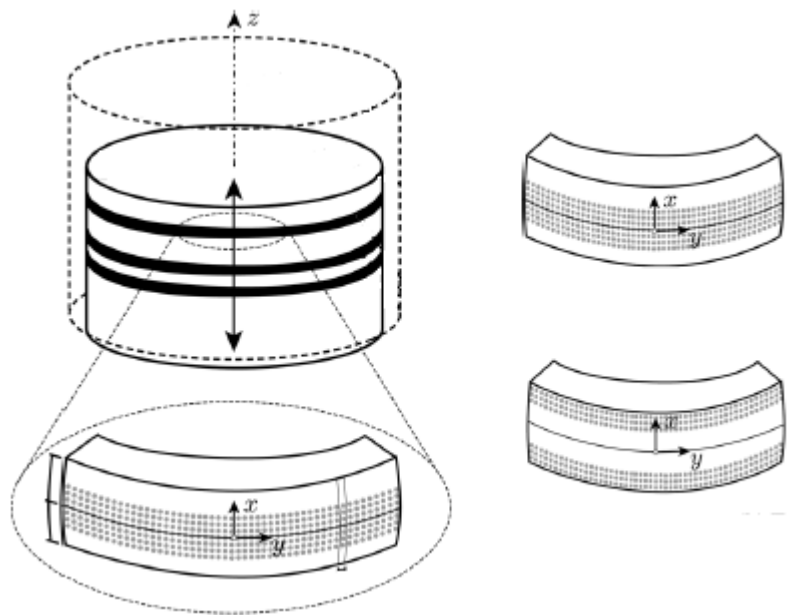


Figura 22 - Texturização a laser de diferentes formas: (a) círculo, (b) elipse e (c) triângulo (Yu, Wang, e Zhou 2010).



Os resultados obtidos através da simulação numérica feita por Hawai Yu demonstraram que tanto o “*dimple*” circular como o “*dimple*” elíptico apresentaram uma melhor capacidade de suportar carga. Uma conclusão que aponta no mesmo sentido, foi tirada num estudo realizado por Galda et. al, onde avaliaram experimentalmente a variação da força de atrito com a geometria e distribuição dos “*dimples*” (Galda, Pawlus, e Sep 2009). Tanto o estudo de Hawai Yu como o de Galda et. al foram realizados apenas averiguando as relações existentes entre geometria e propriedades tribológicas. Não foram tidas qualquer tipo de aplicações específicas em mente. No entanto, um consenso geral sugere que independentemente da sua forma, a diminuição do atrito acontece na presença de “*dimples*”.

Olhando para estudos mais inclinados para o contacto segmento - cilindro, verifica-se uma imensa adesão na investigação de “*dimples*”, tanto nos anéis como nas camisas. Um exemplo destas análises é o trabalho de Gadeschi onde modeliza e simula numericamente o comportamento do primeiro segmento de compressão com texturizações completas e dois tipos de distribuições parciais (figura 23). Neste estudo uma das conclusões tiradas foi que os segmentos com “*dimples*” apresentaram um menor coeficiente de atrito do que os segmentos não texturizados. E ainda que a texturização parcial ao centro apresentou uma maior diminuição da força de atrito do que a texturização completa e a texturização parcial nas bordas (Gadeschi, Backhaus, e Knoll 2012).



**Figura 23 - Esquema de texturizações parciais do primeiro segmento de compressão (Gadeschi, Backhaus, e Knoll 2012).**

Um teste experimental em tribómetro, dentro da mesma análise ao primeiro segmento de compressão com texturização parcial, foi levado a cabo por Ryk onde os resultados quando comparados com os segmentos não texturizados, apontaram para uma redução do coeficiente de atrito (Ryk e Etsion 2006).

Outra abordagem feita por Tomanik, avaliando agora o comportamento do segmento de controlo de óleo com texturização parcial sugeriu também uma potencial redução no desgaste e coeficiente de atrito (Tomanik 2013).

Todas as modelizações, simulações e ensaios em tribómetros apontam de facto para uma redução do atrito quando usados os segmentos com “*dimples*”. No entanto irá ser sempre necessário testes em escala real com motores de combustão interna em condições de funcionamento reais para o veredicto final, analisando todas as variáveis que não são tidas em conta nas simulações.

Na figura 24 está representada uma topografia de um dos primeiros segmentos de compressão com texturização parcial utilizados nos testes num motor real por Etsion. Neste estudo usou-se um motor de uma Ford Transit de 4 cilindros com 2500 cm<sup>3</sup> para se obter os valores de consumo de combustível e valores para a composição dos gases de escape. Os testes em dinamómetro resultaram numa diminuição do consumo de combustível em 4% comparativamente com os segmentos sem texturação. Quanto à composição dos gases de escape nenhuma mudança foi notada (Etsion e Sher 2009).

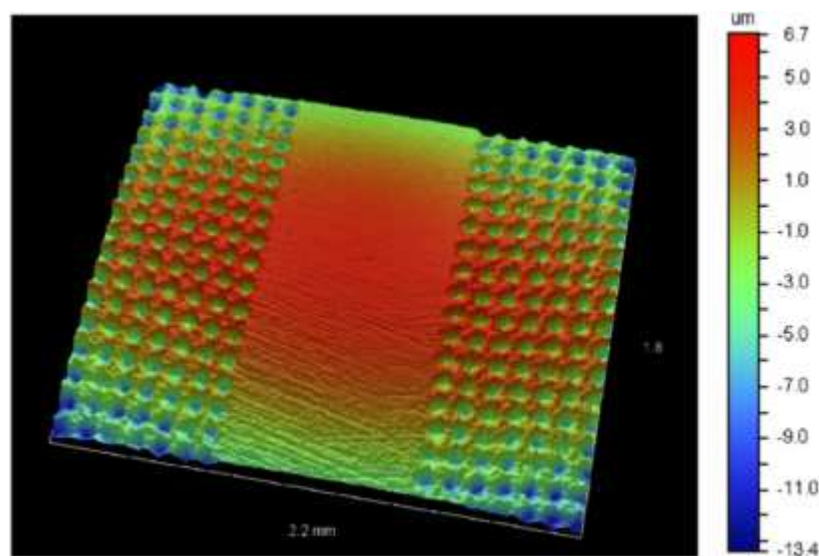


Figura 24 - Topografia do primeiro segmento de compressão de perfil cilíndrico revestido a Cr com texturização parcial (Etsion e Sher 2009).

Abordada a texturização de “*dimples*” nas faces periféricas dos segmentos, justifica-se uma análise texturando agora a camisa (figura 25). Tal conceito foi testado em amostras ensaiadas nesta dissertação, onde os resultados serão apresentados e discutidos numa secção posterior.

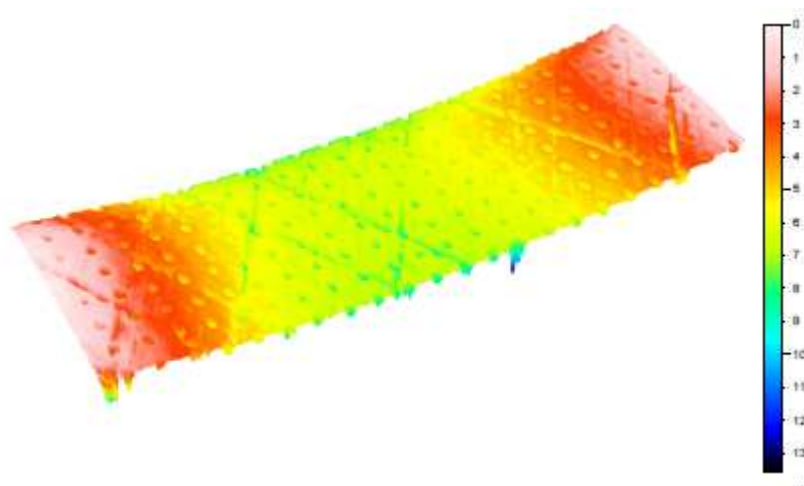


Figura 25 - Topografia de uma amostra texturada após um ensaio de desgaste.

## 3 - Atrito e Lubrificação

No que diz respeito aos conceitos de atrito e lubrificação não faria sentido serem mencionados independentemente, visto que as variações de atrito no contacto segmento-cilindro são dependentes das condições de lubrificação existentes. A própria dinâmica do contacto resulta em diferentes regimes de lubrificação entre segmentos e entre diferentes zonas de um ciclo do motor.

O atrito, como fenómeno físico, surge quando duas superfícies entram em contacto. O contacto entre os picos de rugosidade de cada superfície gera uma força de atrito que é necessário vencer caso se pretenda movimentar uma delas. Por outras palavras, se o objetivo é provocar movimento, a força de atrito é vista como uma força resistente e oposta. No contexto de um motor de combustão interna, em que o seu princípio de funcionamento concentra em fazer movimentar os pistões, quanto menor resistência for oferecida no contacto dos segmentos com as camisas, maior facilidade existe em movimenta-lo trazendo benefícios energéticos ao sistema. No âmbito de favorecer a diminuição do atrito no contacto segmento - cilindro, é então crucial o uso de lubrificantes.

### 3.1 - Dinâmica do Contacto

Para compreender como o atrito varia é fundamental perceber duas variáveis físicas do sistema que o influenciam: a velocidade e a força de contacto.

- **Velocidade**

Observando o parâmetro da velocidade no contacto, é perceptível as suas constantes variações ao longo do ciclo do motor nas alterações dos movimentos ascendente e descendente e nos respetivos pontos mortos. Estas implicam constantes mudanças de sentido no movimento de pistão, fazendo com que a velocidade varie entre zero e o seu máximo em cada rotação. Esta particularidade acontece porque o mecanismo onde os pistões estão montados é um sistema biela-manivela (figura 26).

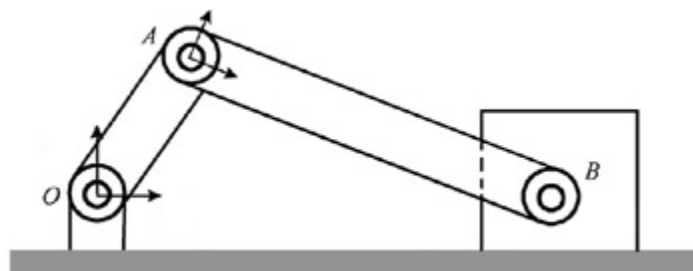


Figura 26 - Sistema Biela – Manivela.



Utilizando o esquema apresentado na figura 27, é possível definir a posição, velocidade e aceleração em função do ângulo da manivela para o pistão. Caracterizando-se o parâmetro  $x$  através do comprimento da biela, e do raio e ângulo da manivela, que resulta a equação de movimento do pistão.

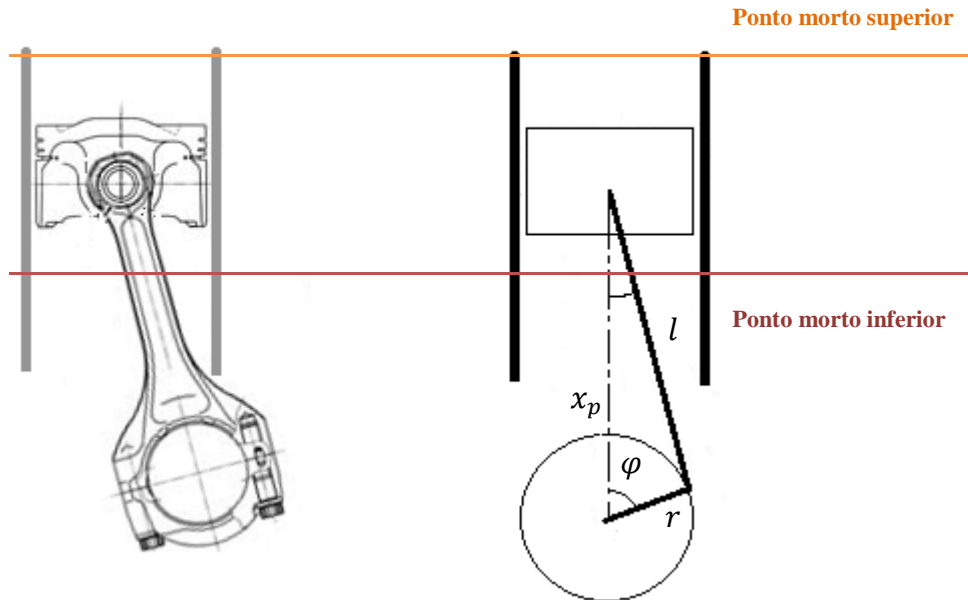


Figura 27 - Sistema biela-manivela aplicado ao cilindro – pistão.

$$x_p = r \cdot \cos\varphi + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\varphi} \quad (1)$$

Onde:

$x_p$  = posição do pistão [m]

$r$  = raio da manivela[m]

$\omega$  = velocidade angular da manivela [rad/s]

$\varphi$  = ângulo da manivela [°]

$l$  = comprimento da biela [m]

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega \text{ (constante)}$$

Derivando a equação 1 em função do ângulo da manivela, obtém-se a equação da velocidade do pistão:

$$v_p = \frac{dx_p}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (2)$$

$$v_p = \frac{dx_p}{d\varphi} \cdot \omega$$

$$\frac{dx_p}{d\varphi} = -r \cdot \sin\varphi - \frac{r^2 \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\varphi}} \quad (3)$$

Da derivação da equação 3 em função de  $\varphi$ , resulta a equação de aceleração do pistão:

$$\begin{aligned}
 a_p &= \frac{d}{dt} \left( \frac{dx_p}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \right) \\
 &= \frac{d^2 x_p}{d\varphi^2} \cdot \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{dx_p}{d\varphi} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \\
 &= \frac{d^2 x_p}{d\varphi^2} \cdot \omega^2
 \end{aligned} \tag{4}$$

$$\frac{d^2 x_p}{d\varphi^2} = -r \cdot \cos\varphi - \frac{r^2(\cos^2\varphi - \sin^2\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2\sin^2\varphi}} - \frac{r^4 \cdot \sin^2\varphi \cdot \cos^2\varphi}{(\sqrt{l^2 - r^2\sin^2\varphi})^3} \tag{5}$$

Resumindo:

$$v_p(m/s) = \frac{dx_p}{d\varphi} \cdot \omega \tag{6}$$

$$a_p(m/s^2) = \frac{d^2 x_p}{d\varphi^2} \cdot \omega^2 \tag{7}$$

Na figura 28, está representado um gráfico onde foi aplicada a equação 6 para diversas velocidades de rotação. As medidas do raio da manivela e comprimento da biela usadas foram, respetivamente, 0,015 m e 0,075 m. Estas medidas dizem respeito aos comprimentos do sistema biela-manivela do tribómetro utilizado experimentalmente.

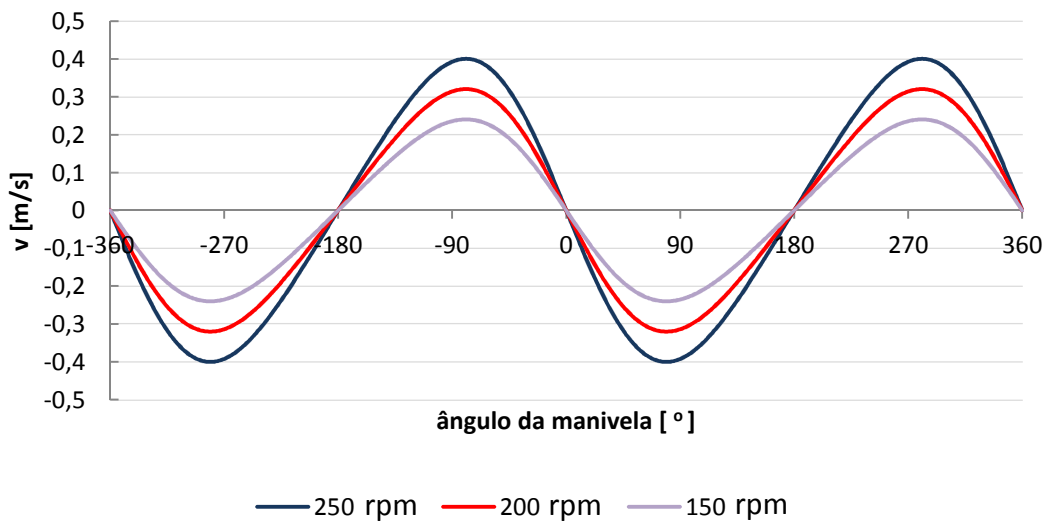


Figura 28 - Velocidade linear do pistão segundo o posicionamento da manivela.

Tal como seria de esperar, nas posições do ponto morto superior e ponto morto inferior a velocidade é nula.

Atentando à figura 29, foi representada a equação 7 respeitante à aceleração do pistão onde, de modo semelhante ao caso da velocidade, foram usadas as mesmas medidas do sistema biela-manivela do tribômetro e três velocidades de rotação utilizadas nos ensaios experimentais.

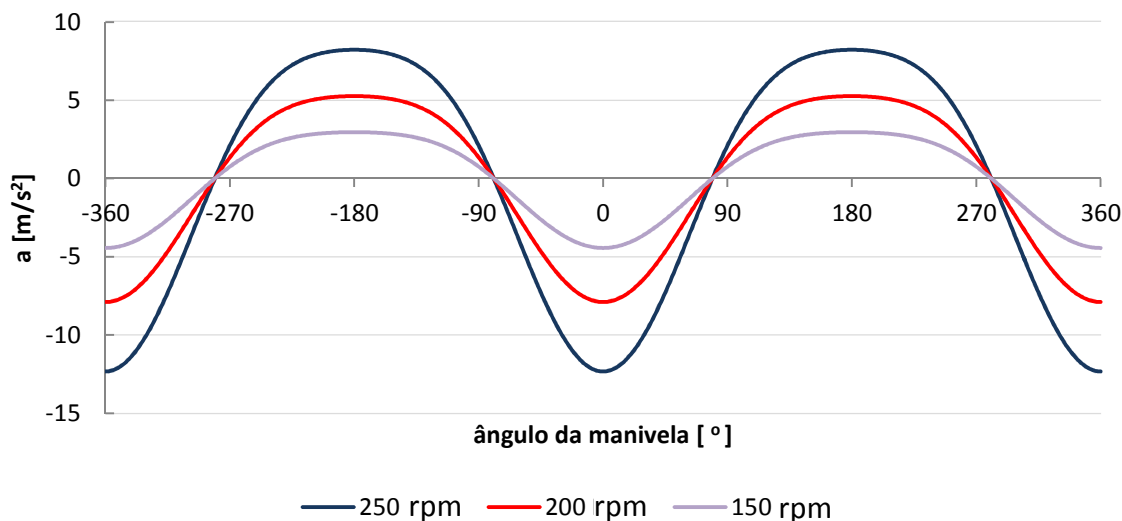


Figura 29 - Aceleração do pistão segundo o posicionamento da manivela.

Observe-se que o comportamento dinâmico do sistema biela-manivela é definido apenas pela sua geometria contudo, a variação da velocidade angular resulta numa alteração da amplitude gráfica (figura 28 e 29) e por consequência dos respectivos valores absolutos da velocidade linear e aceleração. No intuito de ser mais perceptível a cinemática do movimento do pistão ao longo do seu percurso, foi ilustrado na figura 30 tanto a velocidade e a aceleração com as medidas para o comprimento da biela e raio da manivela iguais aos exemplos anteriores. No entanto, foi usado neste caso as equações 3 e 5, respetivamente para a velocidade e aceleração, porque não foi multiplicado o parâmetro da velocidade angular  $\omega$ .

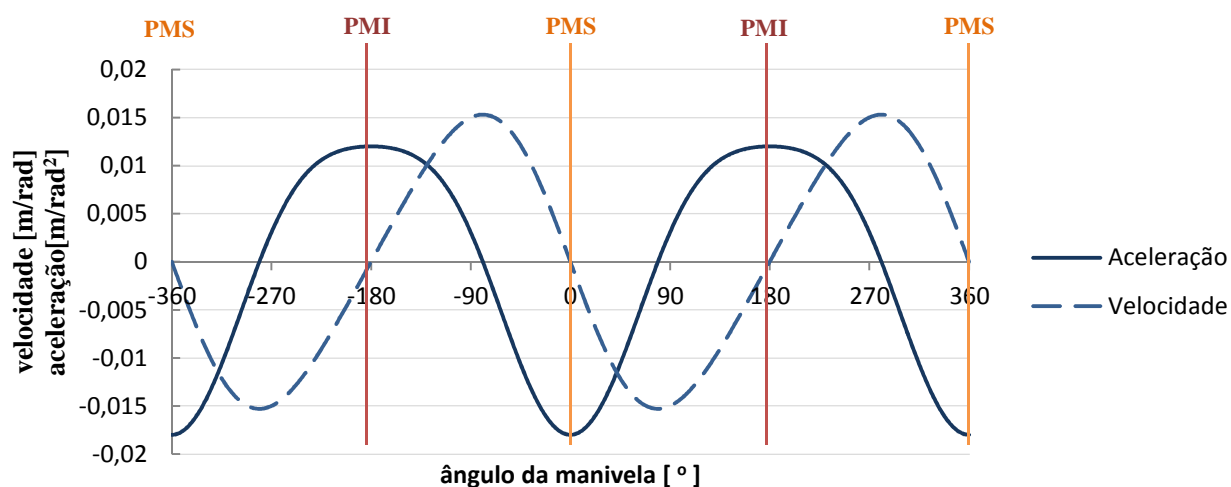


Figura 30 - Velocidade e aceleração para o sistema biela-manivela com  $r = 0,015$  m e  $l = 0,075$  m (PMS – Ponto morto superior, PMI – Ponto morto inferior).

Através da figura 30 é possível ver que a aceleração é máxima no arranque de cada ponto morto, onde a velocidade local é nula. A velocidade máxima acontece por volta do meio do curso do pistão, onde por consequência a aceleração é zero. Um fenômeno interessante surge em torno dos pontos mortos. Para o ponto morto superior verifica-se uma aceleração maior em módulo para um intervalo angular menor do que no ponto morto inferior.

- **Carga**

A carga é outra componente de importante avaliação, pois a sua influência no tipo de regime de lubrificação gerado no contacto, é relevante para o valor da força de atrito. As cargas exercidas sob o pistão variam tanto em intensidade (origem da própria combustão do motor e forças de inércia) como em direção ao longo do seu curso. Um dos fatores responsáveis por estas variações é a folga entre o pistão e a camisa (figura 31). Por mais preciso que seja o fabrico dos diâmetros do pistão, dos segmentos e das camisas, irão sempre existir folgas que permitem o pistão movimentar-se noutras direções (Andersson, Tamminen, e Sandström 2002).

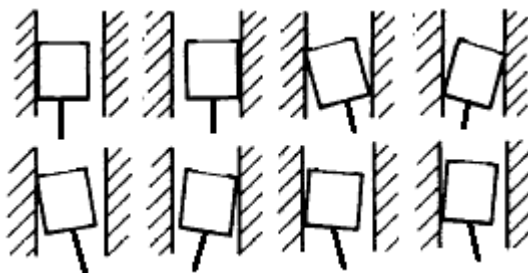


Figura 31 - Esquema de alguns modos básicos do movimento secundário do pistão (Rèpaci 1987).

Na figura 32, está ilustrado de maneira simplista o desacoplamento das componentes vertical e horizontal da força resultante num movimento ascendente do pistão. Observe-se que o aparecimento da força horizontal, que surge do efeito de guiamento do pistão, vai “empurrar” os segmentos contra a parede interior da camisa.

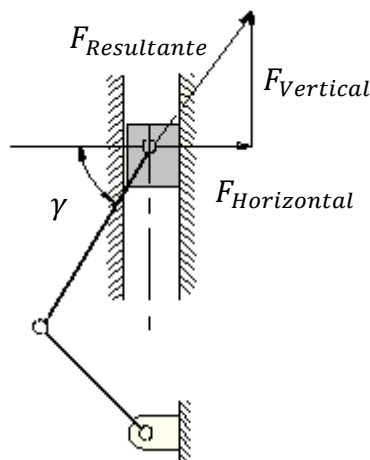


Figura 32 - Esquema da força resultante no movimento ascendente do pistão.

A componente horizontal representada na figura 32 vai ser responsável pelo aparecimento da força de atrito. Embora a força de atrito seja sempre paralela e de sentido contrario ao movimento, esta depende do coeficiente de atrito do contacto e da força normal aplicada (equação 8).

$$F_a = f \cdot F_N \quad (8)$$

Fazendo uma aproximação à zona de contacto, é ilustrado na figura 33 as forças e pressões mais relevantes exercidas sob um segmento no movimento descendente, para perceber a origem da componente horizontal da força resultante, responsável pelo atrito nas paredes do cilindro.

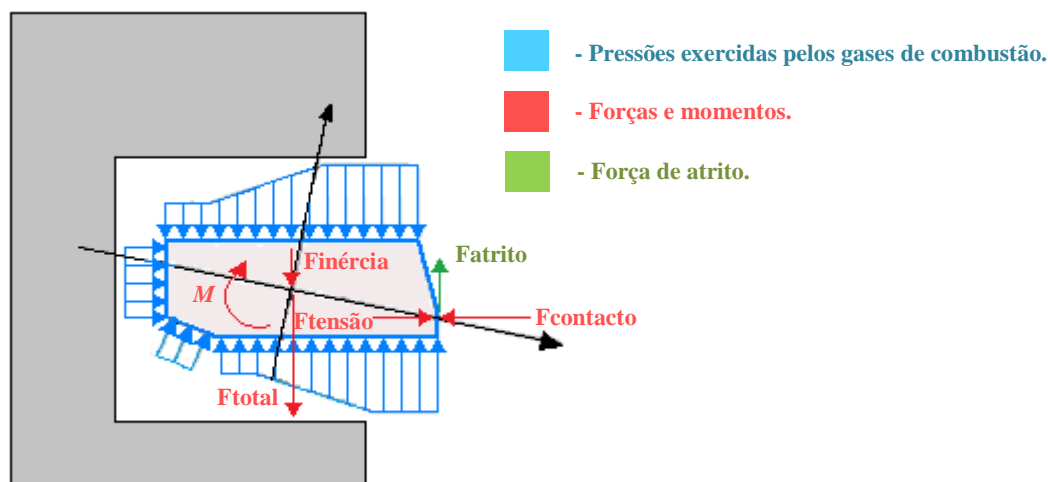


Figura 33 - Forças atuantes no segmento (Ejakov, Diaz, e Chock 1999) (adaptada da fonte).

As pressões a azul na figura 33 exercidas no segmento, ocorrem essencialmente devido a dois fatores sob a qual o anel está exposto. Tal como referido na secção 2.1.1, devido à folga de fabrico entre o diâmetro dos segmentos e do sulco no pistão onde estes vão encaixar, existe um volume espacial onde, após a ignição, os gases de alta pressão se vão infiltrar. Este fenómeno juntamente com o movimento secundário do pistão (figura 31) vai ampliar a zona de afetação dos gases e ainda fazendo com que os segmentos girem em torno de si próprios (momento “*M*” ilustrado a vermelho na figura 33). As constantes acelerações e desacelerações do pistão em cada ciclo vão fazer variar ambas as componentes verticais e horizontais. Tendo em conta que a pré-tensão dos segmentos de compressão e da mola no caso dos segmentos de compressão também realizam força normal, significa que será necessário somar mais uma parcela para o balanço total.

No âmbito de contrariar ou aliviar esta força normal, justifica-se o estudo da lubrificação. Podendo esta proporcionar uma componente de sustentação hidrodinâmica benéfica para a diminuição do atrito.

### 3.2 - Princípios de Lubrificação no Contacto Segmento-Cilindro

A lubrificação representa um papel importante em várias frentes mecânicas, no entanto o uso excessivo de lubrificante pode revelar-se mais prejudicial do que benéfico para o rendimento do motor. A presença de óleo no contacto do segmento com o cilindro não só permite diminuir o coeficiente de atrito como também atenuar o desgaste exercido em ambas as partes. Caso exista uma quantidade suficiente de lubrificante entre as rugosidades no contacto que consiga sustentar a carga, define-se como regime hidrodinâmico. Este suporte de carga é uma causa da diminuição do coeficiente de atrito (figura 34).

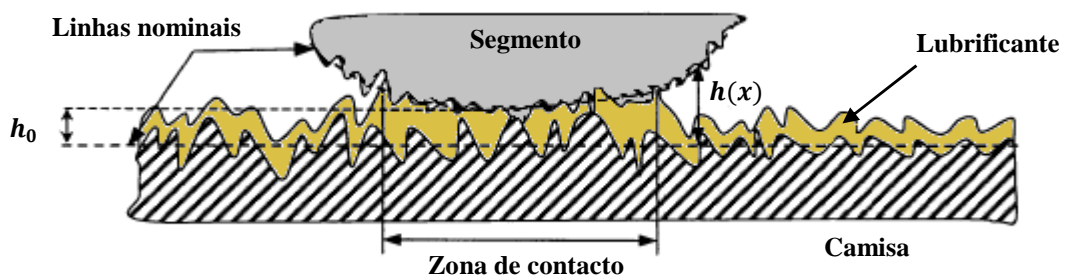


Figura 34 - Esquema de uma condição típica de lubrificação no contacto (asperidades e curvatura exageradas) (Smedley 2004).

Como existe uma variação na quantidade de óleo que chega aos diversos segmentos, as alturas de filme  $h(x)$  não vão ser iguais ao longo do contacto, originando diferentes tipos de regime lubrificação. Simplificando, a altura do filme lubrificante é definida como o afastamento das linhas nominais, que são definidas como a linha média das rugosidades (Smedley 2004). Entenda-se que as superfícies não são completamente lisas, no entanto as rugosidades estão exageradamente representadas na figura 34.

#### 3.2.1 - Regimes de Lubrificação

Dependendo do afastamento das linhas nominais, podem surgir três tipos de regimes de lubrificação representados na figura 35.

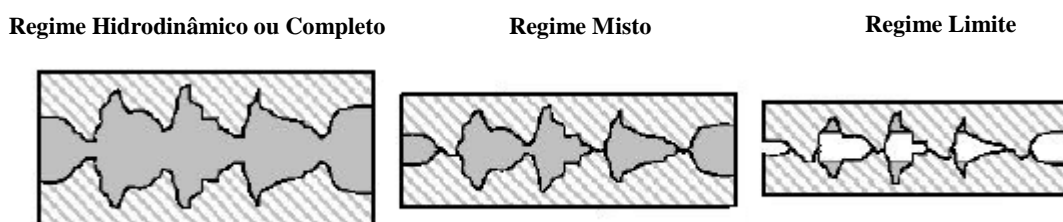


Figura 35 - Regimes de lubrificação no contacto segmento – cilindro (Takata 2006).

- **Regime Hidrodinâmico ou Completo**

Olhando para a figura 35, o regime hidrodinâmico é caracterizado pelo facto da existência de lubrificante entre o segmento e a camisa de tal modo que o contacto entre as rugosidades é nulo. Nestas condições, a carga consegue ser suportada pela pressão hidrodinâmica gerada, sendo a altura e largura do filme como a viscosidade do lubrificante parâmetros definidores do atrito do contacto.

Um critério comumente usado para definir matematicamente este regime está representado na equação 9:

$$\frac{h}{\sigma} > 4 \quad (9)$$

Com

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{segmento}^2 + \sigma_{camisa}^2} \quad (10)$$

Onde:

$h$  = altura do filme lubrificante [ $m$ ]

$\sigma$  = rugosidade equivalente (RMS) [ $m$ ]

- **Regime Misto**

Neste regime de lubrificação somente uma parte do segmento se encontra lubrificado. A carga é parcialmente suportada pela pressão hidrodinâmica existente e pelo contacto das rugosidades. Este modo é comum acontecer nas proximidades dos pontos mortos onde a velocidade é baixa (Andersson, Tamminen, e Sandström 2002).

$$\frac{h}{\sigma} \leq 4 \quad (11)$$

- **Regime Limite**

A lubrificação em regime limite acontece quando o contacto é quase todo ele suportado pelas rugosidades levando a um maior desgaste das superfícies. Este modo de lubrificação é onde o atrito é mais elevado.

### 3.2.2 - Curva de Stribeck

A curva de Stribeck é uma forma gráfica de representação que relaciona a viscosidade, velocidade e carga com o coeficiente de atrito. No eixo horizontal da figura 36 encontra-se o parâmetro de Stribeck. Percorrendo este eixo para a direita é possível ver que todos os regimes de lubrificação são percorridos com o aumento da velocidade e viscosidade ou com a diminuição da carga.

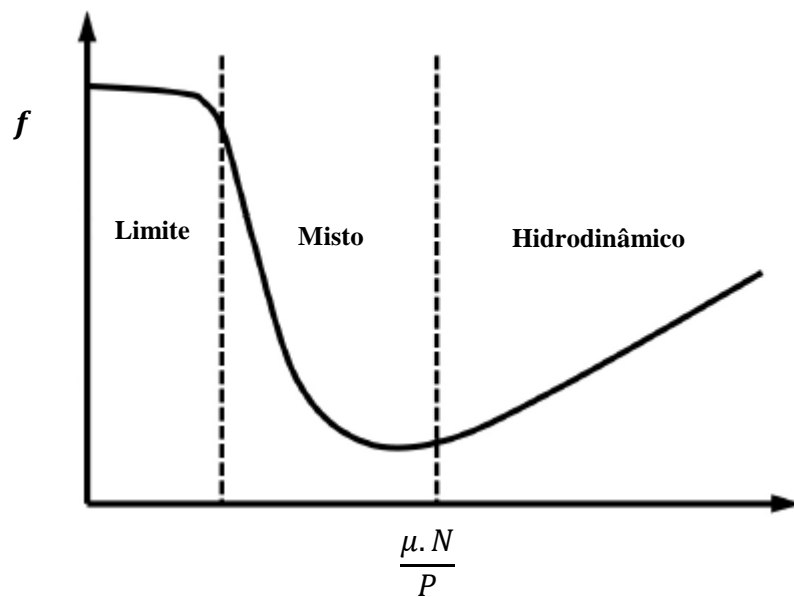


Figura 36 - Curva de Stribeck.

Dando ênfase a uma observação mencionada anteriormente respeitante á resultante da força normal aplicada e a sua influência no coeficiente de atrito, para cargas elevadas com viscosidades e velocidades baixas, o regime predominante é o limite, de onde resulta o maior coeficiente de atrito.

À medida que a velocidade ou a viscosidade aumenta ou a carga diminui, as superfícies começam a separar-se, portanto a linha nominal e a altura do filme vão aumentando. Através da figura 36, vê-se uma queda no coeficiente de atrito no regime de lubrificação misto, devido ao afastamento das superfícies ser cada vez mais maior. Altura do filme aumenta, permitindo uma maior capacidade de suporte de carga.

Após atingir o mínimo no coeficiente de atrito, que representa o ponto de transição de misto para hidrodinâmico, significa que a carga é toda ela suportada pelo filme lubrificante. Nestas condições de regime hidrodinâmico, o desgaste seria quase nulo devido à inexistência de contacto entre as asperidades.

No entanto, continuando no regime hidrodinâmico, um fenómeno responsável pelo aumento do coeficiente de atrito começa a surgir. Isto acontece devido ao aumento da força de arrasto do fluido no contacto. Embora se continue a aumentar a velocidade, as superfícies já se encontram separadas, portanto um aumento na espessura do filme poderá resultar num aumento da força de arrasto do lubrificante adicionando mais uma parcela do lado da força de atrito.



Uma forma de perceber a força de arrasto, é através das tensões de corte geradas no filme lubrificante:

$$\tau = \mu \frac{dU}{dh} \quad (12)$$

$\tau$  = tensão de corte do fluido [Pa]

$U$  = velocidade linear do segmento [m/s]

$h$  = altura do filme lubrificante [m]

$\mu$  = viscosidade dinâmica [N.s/m<sup>2</sup>]

Quanto maior a velocidade, maior a influência dela na tensão de corte e por consequência no aumento do coeficiente de atrito no regime hidrodinâmico.

### 3.2.3 - Efeito da Temperatura

A viscosidade é definida como a propriedade dos fluídos que permite o seu movimento através de difusão molecular. Quanto maior a viscosidade, maior dificuldade existe em realizar movimento. No entanto a viscosidade dos fluídos é afetada pela temperatura, o que por consequência afeta a tensão de corte. Na figura 37 está representada a variação da viscosidade com a temperatura e taxa de deformação para um lubrificante SAE-10W/50, onde se pode observar a baixa da viscosidade com o aumento da temperatura.

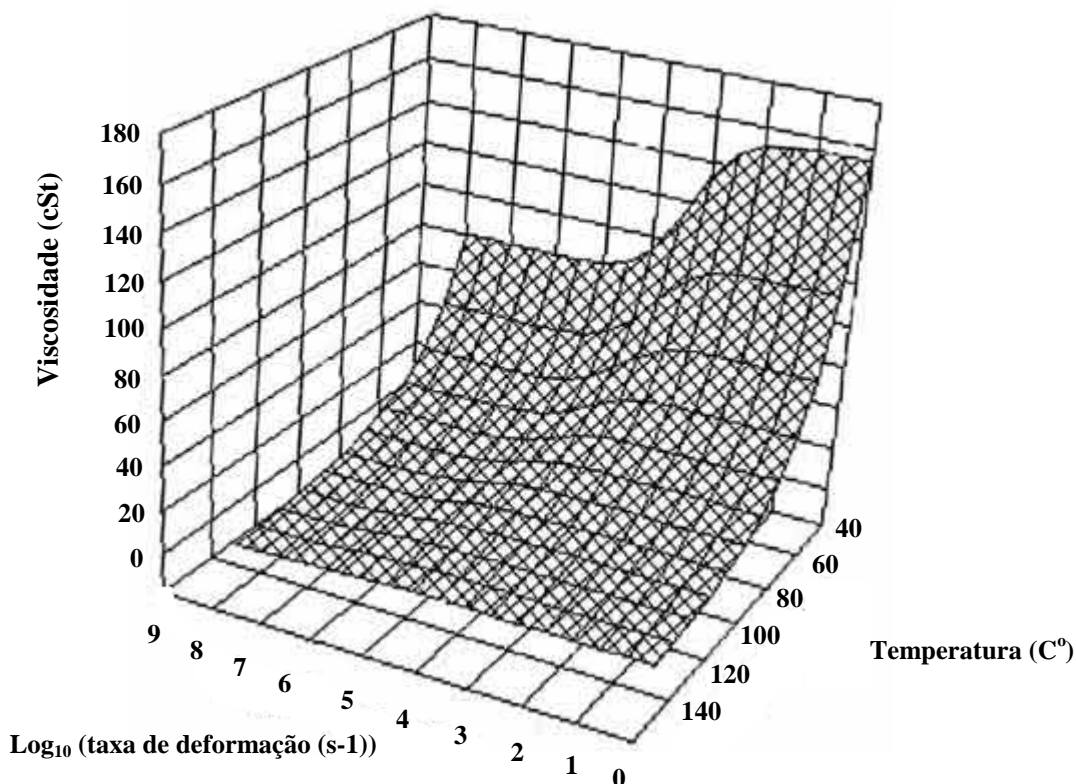


Figura 37 - Variação da viscosidade com a temperatura para um lubrificante SAE-10W/50 (Taylor 2002).

### 3.3 - Equações Regentes da Lubrificação no Contacto

No ramo do desenvolvimento, investigação e otimização não só é importante perceber os fenómenos físicos e todas as suas variáveis, mas como também equacionar e modelizar o comportamento em estudo. A criação de modelos numéricos ajuda na previsão e otimização de resultados, onde em eventos com grande número de variáveis se tornaria muito difícil experimentalmente avaliar todas as opções possíveis. Por outras palavras, dominando e validando um modelo teórico que define o comportamento do contacto, torna-se possível projetar e dimensionar a melhor solução para o contacto nos diversos tipos de aplicações.

No entanto tal tarefa poderá não ser facilmente alcançada. Como tem sido demonstrado ao longo das várias secções, a imensa quantidade de variáveis que influenciam o coeficiente de atrito tornam o estudo e a modelização do contacto segmento – cilindro complexo. Diversos modelos têm sido apresentados em revistas e jornais científicos com uma boa aproximação das suas simulações com resultados experimentais. Nesta secção será apresentado algumas equações elementares que servem como base destes modelos, e no fim um foco particular a um modelo do segmento de controlo de óleo.

- **Equação de Reynolds**

Para incorporar a pressão e caudal do lubrificante na análise do contacto é recorrente o uso da equação de Reynolds. A equação 13, usada no estudo de Smedley e Takata, relaciona altura, largura e a distribuição do filme de óleo com o gradiente de pressão gerado no contacto.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (13)$$

Para chegar a esta forma simplificada da equação de Reynolds usada em diversos estudos, para além dos mencionados, as seguintes deduções e considerações são geralmente tidas em conta:

Através das equações de Navier-Stokes:

Para a direção x – direção paralela ao deslocamento do segmento

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho X \quad (14)$$

Para a direção y – direção radial

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho Y \quad (15)$$

Para a direção z – direção perpendicular à camisa

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho Z \quad (16)$$

E assumindo as seguintes condições (Smedley 2004):

- Altura do filme lubrificante  $y \ll x, z$  (direção radial pode ser desprezada)
- $\partial p / \partial y = 0$
- Escoamento Laminar
- Forças externas sob o filme lubrificante  $X = Y = Z = 0$
- A inércia do fluido é pequena comparando com a tensão de corte do lubrificante, portanto todos os termos do lado esquerdo das equações 14, 15 e 16 são nulos.
- Todos os gradientes de velocidades são insignificantes quando comparados com os termos  $\partial u / \partial y$  e  $\partial w / \partial y$ .

Obtém-se:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (17)$$

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (18)$$

Aplicando as seguintes condições de fronteira e integrando as equações 17 e 18:

$$\begin{aligned} u(y=0) &= 0 \\ u(y=h) &= U \\ w(y=0) &= 0 \\ w(y=h) &= 0 \end{aligned} \quad (19)$$

Resulta:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U \quad (20)$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) \quad (21)$$

Substituindo os termos 20 e 21 na equação da conservação da massa (22):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \cdot v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho \cdot w) = 0 \quad (22)$$

E integrando a equação 22 segundo as condições 23:

$$\begin{aligned} v(y=0) &= \frac{\partial h}{\partial t} \\ v(y=h) &= 0 \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (23)$$

Resulta a equação de Reynolds para duas dimensões para lubrificantes incompressíveis (Smedley 2004):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (24)$$

Uma das distribuições possíveis de modelizar através da equação de Reynolds está ilustrada na figura 38 (Heywood 1998).

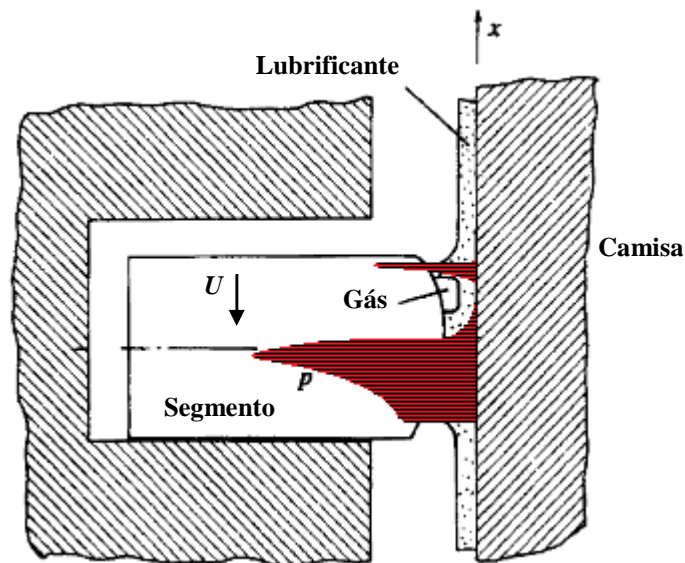


Figura 38 - Distribuição de pressões num segmento de compressão no movimento descendente (Heywood 1998).

Observando a figura 38, crê-se que durante o movimento do segmento o filme pode cavitir gerando gás no contacto, que resulta numa baixa da pressão seguida de um aumento (Heywood 1998).

- **Balço de forças**

Na figura 39 está representado um esquema para permitir o cálculo do balanço de forças no segmento, no entanto observe-se que a geometria da secção do anel é relevante para a distribuição dos parâmetros.

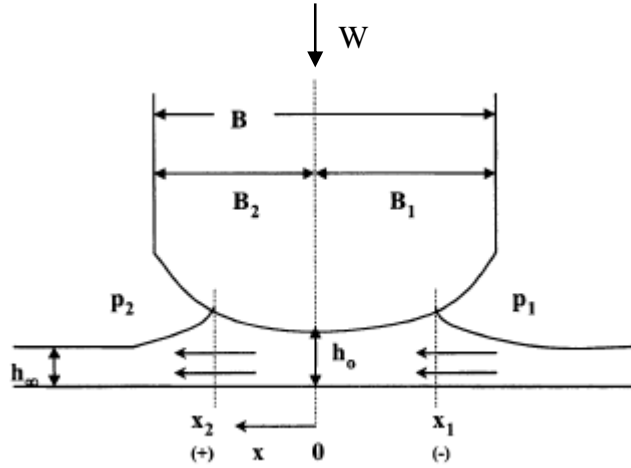


Figura 39 - Esquema da lubrificação hidrodinâmica entre o primeiro segmento de compressão e a camisa (Smedley 2004).

Equacionando o balanço radial de forças:

$$\sum F_r = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_r = p_1(B_1 + x_1) + \int_{x_1}^{x_2} p(x)dx + p_2(B_2) - p_1(B_1 + B_2) - W \quad (26)$$

As pressões  $p_1$  e  $p_2$  representam, respectivamente, a pressão de entrada e a pressão de saída, e a componente  $W$  representa as forças opostas exercidas pelo segmento (tensão do segmento e forças dinâmicas do próprio sistema).

### 3.4 - Um Modelo do Contacto do Segmento de Controlo de Óleo

Um modelo foi considerado interessante de mencionar, devido á sua complexidade e resultados positivos nas suas simulações. Num estudo realizado em 2012 por Chen, Liao e Tian, conclui-se que o modelo utilizado era viável para avaliar o atrito do segmento de óleo, devido aos valores obtidos numericamente serem semelhantes aos experimentais (Liao, Chen, e Tian 2012).

A parte do modelo que formula a pressão hidrodinâmica média e tensão de corte é a seguinte:

$$P_{hidro} = \frac{\mu U}{\mu_0 U_0} P_h \left( \frac{h}{\sigma} \right)^{-K_h} \quad (27)$$

$$\tau_{hidro} = \frac{\mu U}{h} \left( C_{f1} + C_{f2} \exp \left( -C_{f3} \frac{h}{\sigma} \right) \right) \quad (28)$$

Na equação 27, tanto  $\mu_0$  como  $U_0$  são valores de referencia usados no calculo do modelo, e tanto  $P_h$  como  $K_h$  são constantes que depende da rugosidade e geometria do segmento e da camisa. Na fórmula da tensão de corte  $C_{f1}$ ,  $C_{f2}$  e  $C_{f3}$  são três valores não dimensionais principalmente determinados pela geometria da camisa. Na continuação deste modelo ainda é feita referência à pressão de contacto ( $P_c$ ) entre as rugosidades quando o filme não é hidrodinâmico.

$$P_c = K E F_{2.5} \left( \frac{h}{\sigma} \right) \quad (29)$$

Com:

$$K = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (N \cdot \beta \cdot \sigma) \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (30)$$

$$E = \frac{2}{\left( \frac{1-v_1^2}{E_1} \right) + \left( \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)} \quad (31)$$

$$F_{2.5} \left( \frac{h}{\sigma} \right) = \begin{cases} A \left( 4 - \frac{h}{\sigma} \right)^z & \frac{h}{\sigma} \leq 4 \\ 0 & \frac{h}{\sigma} > 4 \end{cases} \quad \begin{array}{ll} \text{Regime Misto ou Limite} \\ \text{Regime Hidrodinâmico} \end{array} \quad (32)$$

Com  $z = 6.804$  e  $A = 4.4068 \times 10^{-5}$

Na figura 40, é possível ver o gráfico experimental de um ensaio realizado com um segmento de controlo de óleo e a respetiva simulação numérica para as mesmas condições. Sendo observado uma boa aproximação obtida neste estudo.

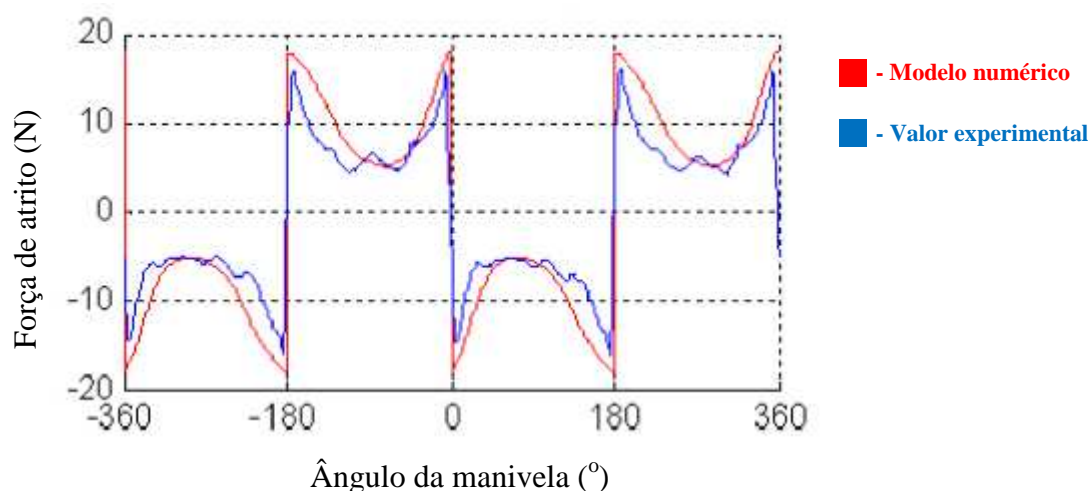


Figura 40 - Força de atrito para os diversos ângulos da manivela com modelo numérico e experimental (Liao, Chen, e Tian 2012).

### 3.5 - Desgaste

Para além de todas as particularidades já mencionadas do contacto segmento – cilindro, existe ainda o entrave do desgaste. As constantes acelerações e desacelerações, a presença de partículas abrasivas, substâncias corrosivas resultantes da combustão, o próprio atrito hidrodinâmico, são fatores influentes no desgaste dos segmentos (Tomanik 2000).

No trabalho realizado por Tomanik em 2000 foram classificadas as várias formas que o desgaste pode tomar:

- **Desgaste por deslizamento:** Originado pelo contacto entre as rugosidades quando as superfícies não se encontram totalmente separadas. Este tipo de desgaste proporciona um amaciamento que pode melhorar as condições hidrodinâmicas no contacto.
- **Desgaste por abrasão:** Este tipo de desgaste surge quando existem partículas duras no contacto. A origem destas partículas pode dever-se, por exemplo: aos resíduos sólidos da combustão, partículas de desgaste da superfície, partículas que não foram retidas pelo filtro de ar ou partículas que ficaram presas no processo de fabrico das superfícies.
- **Desgaste por corrosão:** O desgaste corrosivo tem como fonte as reações químicas nas superfícies do segmento e da camisa. A presença de altos teores de enxofre em alguns combustíveis é motivo principal para esta forma de desgaste ocorrer.

- **Desgaste por cavitação:** Aparece associado á geração de bolhas quando a pressão do filme de óleo cai abaixo da pressão de saturação.
- **Desgaste por fadiga de contacto:** Alguns autores incluem esta componente dentro do desgaste por deslizamento, mas para todos os efeitos uma parte da fracturação das rugosidades tem como causa as cargas alternadas ao longo do funcionamento do motor.

### 3.5.1 - Métodos de Medição do Desgaste

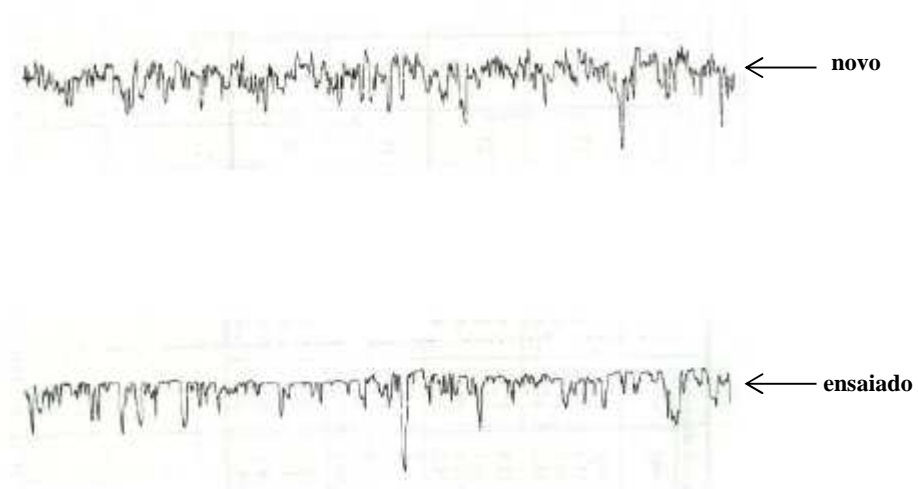
Numa análise de desgaste relativamente ao segmento é possível fazer-se três tipos de medições: folga entre pontas, espessura radial e massa (Tomanik 2000).

A folga entre pontas faz-se através da montagem do segmento num encaixe com o mesmo diâmetro, e mede-se a folga entre as pontas do anel (antes e depois do ensaio). Normalmente é usada uma lâmina cônica graduada.

A medição da espessura radial é outro método tipicamente utilizado, no entanto é preciso ter algum cuidado na medição e comparação de resultados porque o segmento não é todo ele solicitado uniformemente (Gara et al. 2010).

A utilização da massa como método de medição de desgaste pode ser usado mas a sua avaliação deve ser cuidadosa, pois pode haver transferência de material para o segmento.

Quanto ao desgaste da camisa é complicado exercer algum teste concreto. O cilindro contém variações ligeiras de diâmetro de fábrica que podem ser confundidas com desgaste das superfícies (Tomanik 2000). No entanto, no ponto morto superior as condições tribológicas são mais agressivas, sendo possível através de um rugosímetro levantar o perfil da zona e tentar perceber o excessivo desgaste local (figura 41).



**Figura 41 - Perfis de rugosidade de um cilindro novo e após 200 horas de ensaio em dinamômetro. Motor a gasolina (Demarchi 1994).**



## 4 - Procedimento Experimental

No contexto experimental desta dissertação, estabeleceu-se contacto com a empresa MAHLE Brasil no intuito de incorporar nos ensaios que se iriam realizar, uma visão e aproximação focada no desenvolvimento, projeto e otimização. Esta ideia foi gentilmente aceite e acarinhada pelo orientador Dr. Monteiro Baptista, na medida em que seria extremamente interessante tentar perceber a lógica, o raciocínio e o método que estão por detrás da conceção e projeto usados na indústria.

Esta tentativa, de aproximar o problema abordado pelos “olhos da indústria”, rapidamente foi adotada pelo Dr. Tomanik da empresa MAHLE Brasil, que de imediato disponibilizou o seu impressionante arsenal de conhecimento e perícia no tema para dúvidas e problemas que eventualmente viriam a surgir. No seguimento de diversos contactos e emails, foi acordado que uma análise experimental a um segmento de controlo de óleo usado em motores de veículos pesados se enquadraria melhor a esta dissertação.

### 4.1 - Instalação Experimental

Para a obtenção dos dados experimentais necessários á realização deste trabalho foram utilizados diversos componentes, que em conjunto permitiram criar uma instalação onde foi possível realizar as medições.

- **Tribómetro**

O coração de toda a instalação experimental, o Tribómetro (figura 42), permitiu simular o movimento do pistão no cilindro medindo a força de atrito exercida no respetivo curso.



Figura 42 - O tribómetro.

A máquina<sup>3</sup> foi concebida de maneira a este movimento de simulação ser transmitido através de um sistema de biela-manivela (figura 43), que transmitia a deslocação linear para a uma pequena mesa onde se encontrava a amostra da camisa. Portanto, ao invés de se transmitir movimento ao pistão onde se encontram os segmentos, que seria a representação da mais fiel á realidade, transmitiu-se o deslocamento à camisa, mantendo o movimento relativo entre os dois igual. O desenho completo encontra-se no anexo A.

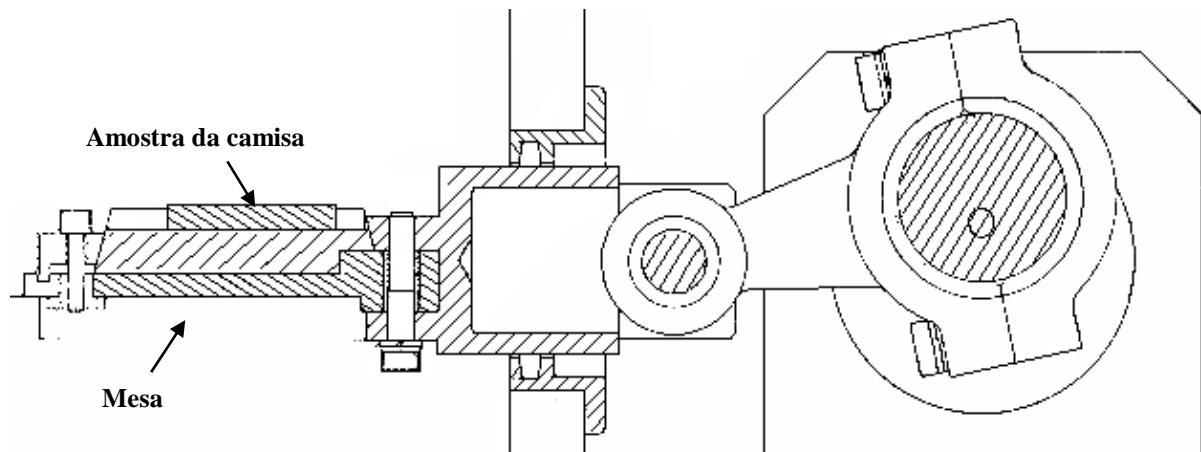


Figura 43 - Esquema do sistema biela – manivela do tribómetro.

O tribómetro é acionado através de um motor elétrico Siemens com uma potência de 0,75 kW, e controlado por um variador de frequência. No entanto, após os primeiros ensaios, os dados continham uma quantidade de ruído demasiada excessiva, impossibilitando sequer uma calibração inicial do extensómetro. Com o auxílio do Eng. Ivo Dinis, conclui-se que a montagem elétrica do variador de frequência era pouco apropriada para medições que necessitassem maior precisão. O lapso na instalação do variador gerava emissões de frequências harmónicas sob a forma de ondas eletromagnéticas, que contaminava todo o equipamento em redor. Para solucionar esta questão, instalou-se um novo cabo recomendado para este tipo de exigências de medição e ainda uma ferrite magnética. A resultante diminuição no ruído deveu-se á malha metálica que revestia o cabo e ao tipo de montagem aplicado juntamente com a ferrite, enrolando os fios das fases três vezes em torno desta (figura 44).



Figura 44 - Montagem do cabo malhado e da ferrite magnética no variador de frequência.

<sup>3</sup> Os ensaios realizados com este tipo de máquinas de simulação, isto é, ensaios que não utilizem um motor de combustão real, são também denominados por “reciprocating tests” ou ensaio de bancada.

Na construção original do tribómetro em 1986 pelo Dr. Monteiro Baptista, fizeram parte cuidados de conceção importantes, para um estudo do contacto segmento-cilindro correto. Um ponto fulcral destas preocupações, prendeu-se com a questão da estabilidade e guiamento do anel enquanto a amostra da camisa se desloca. Para tentar manter a mesma zona de contacto ao longo do ensaio e de estabilização da amostra, o tribómetro está equipado com uma rótula (figura 45) num extremo do suporte que alberga a pinça que por sua vez segura a amostra do segmento (Baptista 1986).

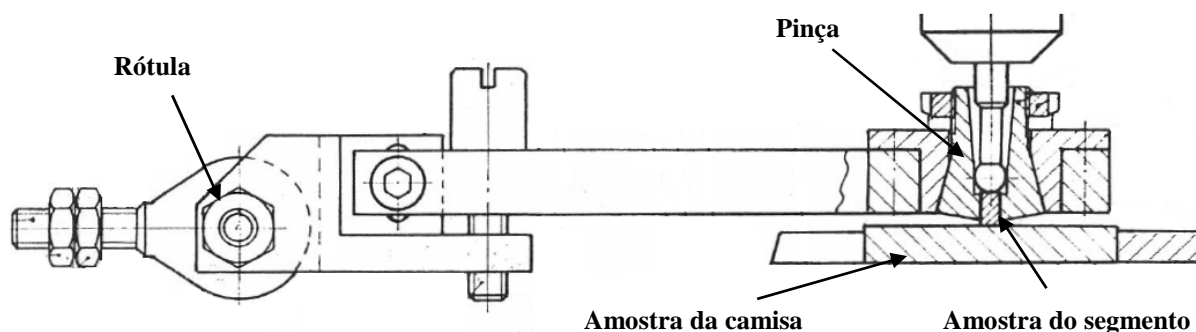


Figura 45 - Esquema do sistema na zona de contacto entre as amostras.

Outro detalhe relevante, foi a fixação da amostra do segmento. O dimensionamento da pinça que aloja o segmento, aquando da construção do tribómetro, foi concebido para segurar segmentos com uma secção de três por cinco milímetros. Tendo em conta a proposta decidida de analisar e testar segmentos de controlo de óleo, cujas dimensões do perfil são diferentes das dimensões para quais a pinça está preparada, houve a necessidade de conceber e projetar uma peça que permitisse não só a fixação mas também garantisse que a aplicação da carga se mantivesse nas costas do anel (figura 46). Em ambos os casos, cerca 0,4mm, permaneciam fora da pinça para possibilitar o contacto sem interferências. No anexo B encontra-se o desenho em pormenor da pinça.

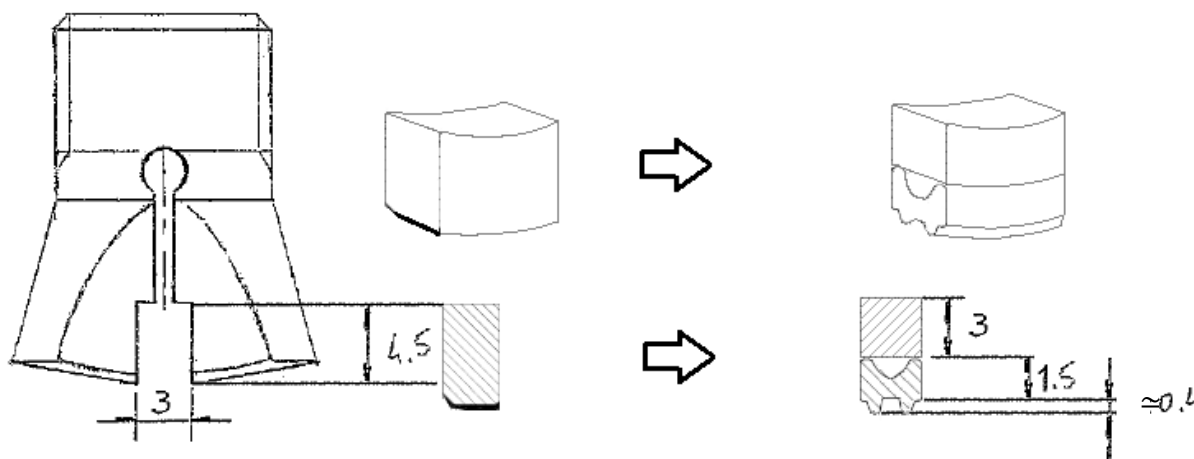


Figura 46 - Esquema das adaptações feitas para o encaixe das amostras do segmento.

O objetivo central no dimensionamento do espaçador, foi garantir que o contacto da amostra do segmento de controlo de óleo com camisa fosse feito pelas das duas pistas que este tem, respeitando assim as condições reais de funcionamento. Esta nova peça foi concebida para funcionar como um espaçador que quando montada transmite á amostra do segmento toda a carga aplicada. Através da figura 46, verifica-se que a largura da pinça é de 3 mm, logo para certificar a que transferência de carga é feita nas costas do segmento, desenhou-se o espaçador com uma folga em relação á pinça.

- **Ponte de amplificação**

Sendo os dados obtidos através de extensómetros, montados numa lâmina de aço, necessitou-se de montar à instalação uma ponte de amplificação de sinal, devido às discrepâncias na tensão serem na ordem dos milivolts.



**Figura 47 - Ponte de amplificação.**

A ponte, representada na figura 47, permitia também uma calibração do zero dos extensómetros. Processo que se repetiu da mesma forma em todos os ensaios realizados, garantindo assim que a medição da força era igual entre experiências.

O processo de calibração consistia em retirar todas as cargas aplicadas do tribómetro, fazer o zero através da ponte de calibração e de seguida colocar um peso suspenso de 850g. Após se ler o valor no computador, ajustava-se o valor do ganho da ponte fazendo com que o valor lido fosse corrigido para o respetivo valor dos 850g em Newtons (8,33N). De notar que entre as diversas calibrações feitas antes de cada ensaio, a variação do valor do ganho era mínima.

- **Placa de aquisição de dados**

Para conseguir uma leitura do sinal elétrico no computador, existia um placa de aquisição de dados montada no circuito com uma frequência de recolha de quatro a cinco pontos por segundo (figura 48). Embora fosse possível obter dados da força de atrito com esta tecnologia, a sua baixa capacidade de aquisição imporia dúvidas num resultado fiável a maiores velocidades de rotação.



a)



b)

Figura 48 - (a) – Placa de aquisição antiga, (b) Placa de aquisição usada.

Por exemplo, utilizando a equação 3 descrita no terceiro capítulo, calcula-se a velocidade linear quando o motor roda a 150 rpm (figura 49), obtendo-se:

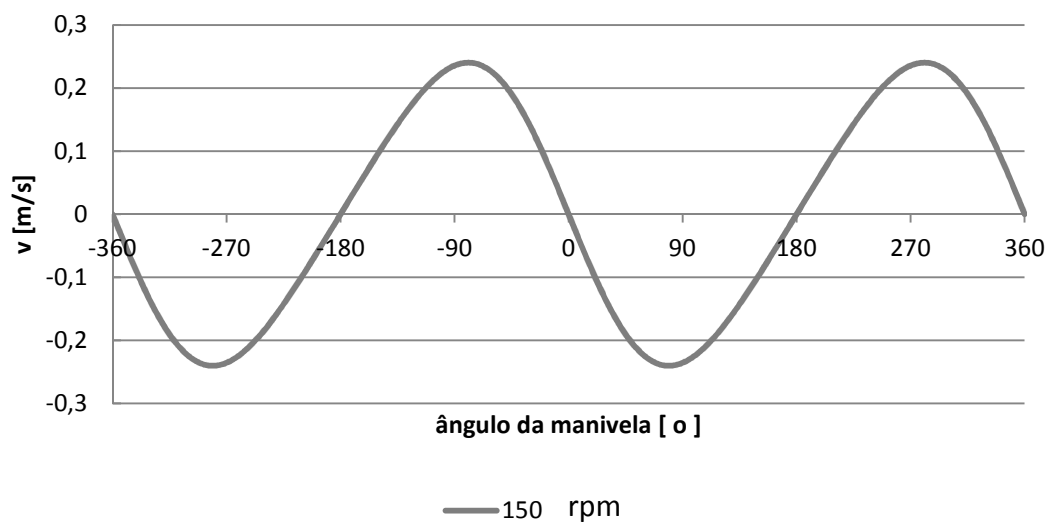


Figura 49 - Velocidade linear da amostra no tribómetro para 150 rpm.

Calculando a média das velocidades para o movimento do ponto morto inferior para ponto morto superior, obtém-se cerca de 134 mm/s.

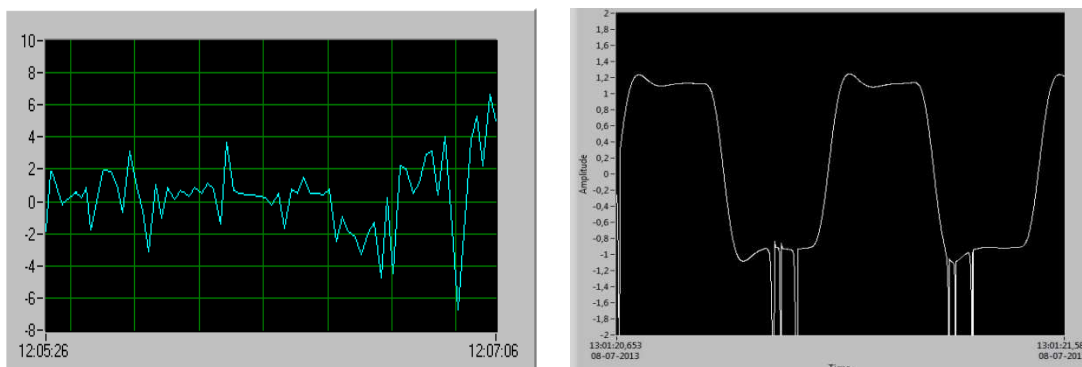
Sendo o curso realizado igual a 30mm, significa que o segmento demora 0,23 segundos a 150 rpm (que não foi a velocidade máxima usada nos ensaios) a percorrer essa distância. Portanto, se obtivéssemos entre quatro ou cinco pontos por segundo, não saberíamos em que parte do curso estes pontos estariam a ser retirados. Esta incerteza poderia levar a valores longe dos valores máximos atingidos.

A nova placa de aquisição (figura 48) permitia uma taxa de aquisição máxima de 250 000 pontos por segundo. No entanto, taxas elevadas aumentavam o ruído visível no LabView. Este problema foi resolvido experimentando várias taxas de aquisição e avaliando-se de seguida a influência do ruído neles, acabando num bom compromisso de 2000 pontos por segundo.

Com este melhoramento na recolha de dados, não só foi possível o cálculo do atrito médio, mas como também visualizar a sua variação em função da sua posição ao longo do curso.

- **LabView**

A nova placa de aquisição trouxe uma nova dinâmica à análise experimental, porém a versão do programa de aquisição da antiga placa não era compatível com a nova, o que implicou o desenvolvimento de um novo programa de aquisição para uma versão LabView mais recente. A figura 50, ilustra uma situação anterior e posterior aos melhoramentos efetuados.



**Figura 50 - a) LabView antigo com taxa de aquisição de 5 pontos por segundo, b) LabView desenvolvido para a nova placa com uma taxa de aquisição de 2000 pontos por segundo.**

Tentou-se ainda aproveitar a oportunidade para utilizar filtros da nova versão de LabView para tentar remover o ruído, mas todos eles reduziam o valor absoluto da força de atrito para um valor médio ou aproximado. Para manter a integridade do resultado, utilizou-se os dados medidos sem qualquer tipo de filtro de programação, sendo posteriormente utilizado o Excel para se realizar as filtrações e respetivos cálculos.



## 4.2 - Amostras

Para ser possível a análise do segmento de controle de óleo e da camisa fornecidas pela MAHLE Brasil, foi necessário modificar as peças para provetes mais pequenos com dimensões pré definidas para permitir a sua instalação no tribómetro. Na figura 51 está representada a amostra do anel de óleo. Este foi cortado em pequenos pedaços de 12mm de comprimento.

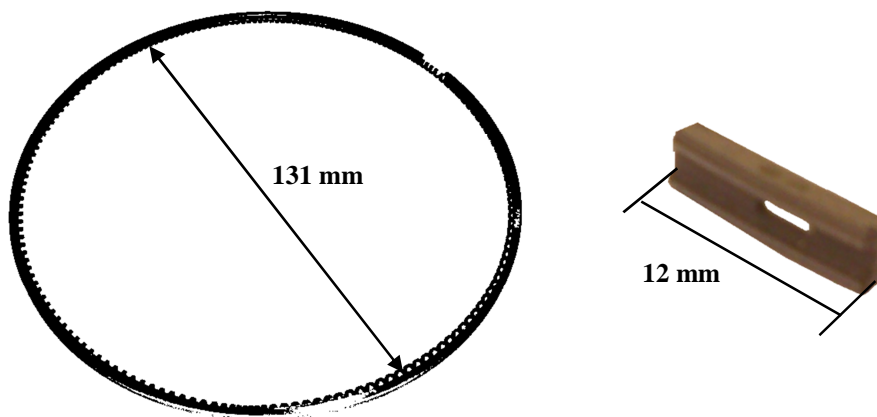


Figura 51 - Segmento de controle de óleo e respetiva amostra.

Na figura 52 encontra-se a camisa enviada pela MAHLE, de onde foram retiradas as amostras mais pequenas. À semelhança do segmento de controle de óleo, a camisa é destinada para o uso em blocos de motores de camiões pesados da Volvo.

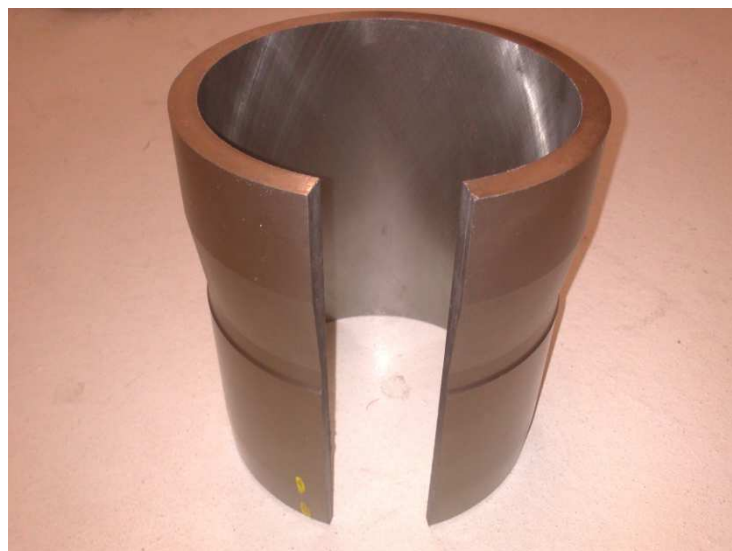


Figura 52 - Camisa de onde foram obtidas as amostras ensaiadas.

As dimensões das amostras da camisa, representadas na figura 53, foram previamente concebidas para assentarem o provete corretamente na mesa de forma a garantir a posição horizontal para o curso do contacto. Outro ponto relevante terá a ver com a sua geometria exterior. Esta foi desenhada para permitir um bom aperto á mesa, impedindo que a amostra se mexa mesmo em condições extremas.

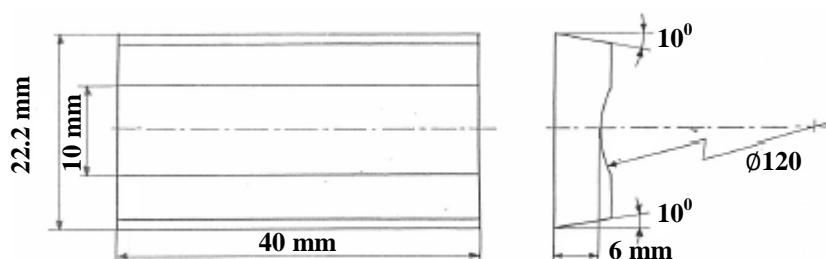


Figura 53 - Dimensões das amostras da camisa.

Comparando a largura da pista, de 10 milímetros, com o comprimento da amostra do segmento, cerca de 12 milímetros, vemos que a amostra do segmento é maior que a da camisa. Esta particularidade de contacto foi propositada para evitar que as bordas da amostra cortada do segmento interferissem com a pista da camisa. Este “efeito de bordo” ia afetar e alterar a força de atrito real.

Para testar e contribuir para os novos passos científicos na área da texturização a laser aplicada na área do contacto, foi criada uma colaboração com a Eng<sup>a</sup>. Marta Oliveira do INEGI que possibilitou a aplicação desta técnica em quatro amostras da camisa. Esta parceria teve como objetivo não só avaliar os dimples na camisa sobre o coeficiente de atrito, mas como também estudar o processo de aplicação desta técnica para trabalhos futuros.

Embora na literatura científica se tenha averiguado dimples de diâmetro entre 100  $\mu\text{m}$  e 150  $\mu\text{m}$  e com densidades a variar entre os 6-17%, optou-se por uma aproximação diferente ao tipo de texturizações usadas.

Por predefinição do equipamento laser, que na altura não podia ser modificado, o máximo de diâmetro que se podia obter era cerca de 35  $\mu\text{m}$ . Nestas condições optou-se por realizar dimples com esse diâmetro tentando minimizar o efeito dos “remelts” (figura 54).

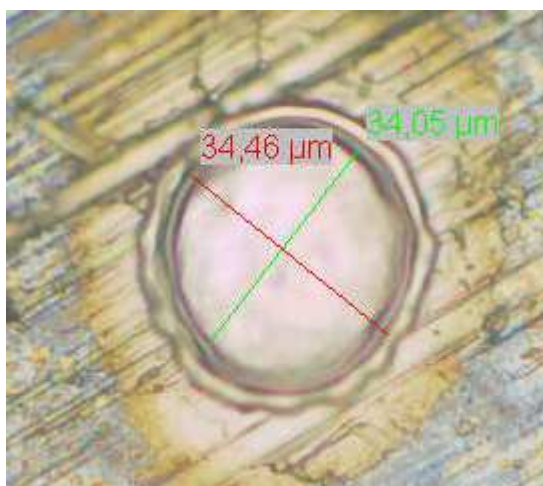


Figura 54 - Amostra com algum remelt visível nas bordas do dimple.



Os “*remelts*” consistem em pequenas elevações formadas em volta do dimple com o material derretido que previamente estava no lugar do mesmo. Portanto, se este efeito não for minimizado estar-se-ia a aumentar a rugosidade da superfície. Embora se tivesse criado os micro reservatórios de óleo, também se estaria a criar pontos de contacto entre as rugosidades mais altas.

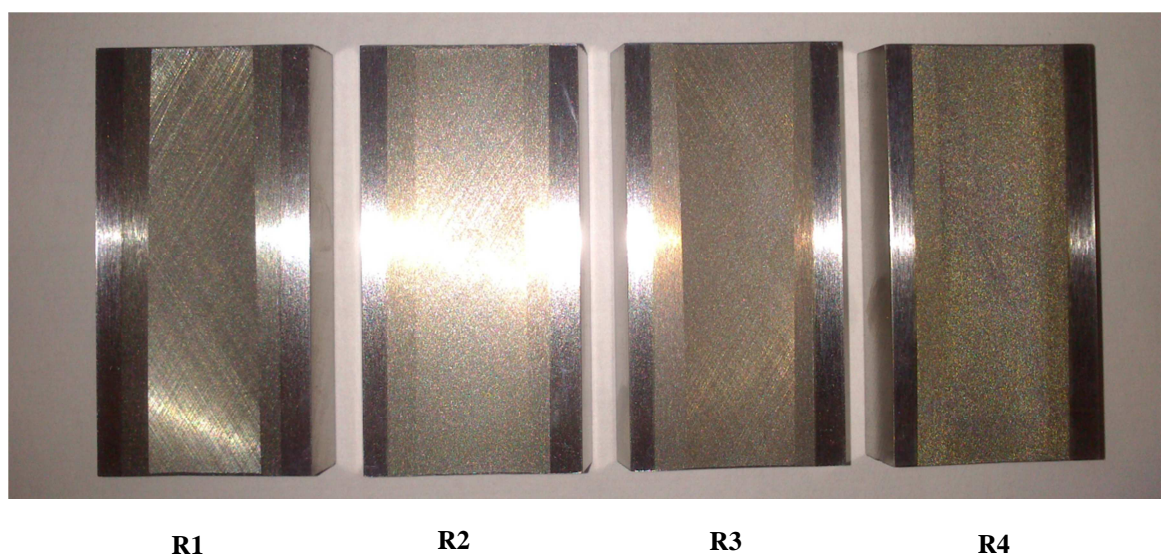
No intuito de perceber e controlar este efeito foram realizadas quatro amostras texturadas a laser (tabela 1) variando a duração do pulso (nano segundos) e o número de passagens:

**Tabela 1 - Características das amostras texturadas.**

<b>Amostra</b>	<b>Densidade</b>	<b>Largura de Pulso [ns]</b>	<b>Multipass[n]</b>
<b>R1</b>	7,1%	10	5
<b>R2</b>	13,9%	10	5
<b>R3</b>	13,9%	10	10
<b>R4</b>	13,9%	200	1

Para avaliar o efeito da densidade dos “*dimples*” na superfície fizeram-se dois provetes com iguais parâmetros laser aumentando-se a densidade do R1 para o R2. Quanto á amostra R3, foi aumentado o número de passagens com a mesma largura de pulso. Para o R4 experimentou-se fazer os “*dimples*” numa só passagem mas a uma elevada largura de pulso.

Na figura 55 estão apresentados os provetes depois das texturizações, onde é possível empiricamente visualizar o seu efeito.



**Figura 55 - Amostras com texturização a laser.**

### 4.3 - Metodologia aplicada

No mundo científico dedicado ao estudo do coeficiente de atrito no contacto segmento-cilindro, existem imensos ensaios para avaliar o comportamento das amostras segundo diversos parâmetros. Muito dificilmente se encontra as mesmas condições de teste para o mesmo tipo de segmentos e /ou camisa, isto é, cada autor utiliza diferentes cargas, velocidade, quantidade de lubrificante e tempo de contacto. Para além de cada tribómetro ou “*reciprocating tester*” ser diferente entre investigações. Também por vezes os ensaios são concebidos para procurar avaliar algum parâmetro em particular. Portanto, a comparação de valores entre ensaios de diversos autores, para os mesmo segmentos-camisas ou até mesmo as mesmas condições de teste, deve ser sempre feita com algum olhar atento e crítico.

#### 4.3.1 - Ensaios de Carga e Velocidade

Nesta fase avaliaram-se diversos tipos de ensaio quanto á sua duração, carga e velocidade e quais se enquadrariam melhor para o tribómetro em mãos. Perante um infinito número hipóteses, recorreu-se à experiencia do Dr. Tomanik da MAHLE para auxiliar a definição dos parâmetros. Onde para este estudo do segmento de controlo de óleo, seria interessante realizar as seguintes condições apresentada na tabela 2:

Tabela 2 - Plano dos ensaios de carga e velocidade.

Amostras	Carga (N)	Velocidade (rpm)	Lubrificação	Tempo (s)	Repetições
Normal	50	25	Sim	20	2x
		50			
		75			
		100			
		150			
		200			
		250			
Normal	115	25	Sim	20	2x
		50			
		75			
		100			
		150			
		200			
		250			

A ideia inicial seria repetir cada par de condições duas vezes, o que daria um total de 28 provetes para ensaiar, no entanto não foi possível criar tantas amostras da camisa. Tendo em conta o tempo de contacto extremamente curto de 20 segundos para cada velocidade, sugeria que o efeito do desgaste fosse desprezável para este tipo de ensaios. Neste contexto e por falta de amostras decidiu-se fazer todo o programa de velocidades no mesmo provete. Utilizando provetes novos para cada carga e repetindo-se o mesmo processo duas vezes com outros dois novos provetes (4 provetes no total, 2 para cada carga).

O lubrificante usado foi o Mobil 15W-50. A quantidade escolhida foi de 7 ml, pois verificou-se que a amostra da camisa ficava completamente coberta a partir dos 6 ml. E a temperatura ambiente era de 24-25°C.

Sendo o processo decorrido para um provete em teste, por exemplo, o seguinte:

- 1) Banho de ultrassons nas amostras
- 2) Adição de 7 mililitros de lubrificante á superfície
- 3) Realização do primeiro par de condições 50 N/25 rpm
- 4) 20 Segundos de funcionamento, e aquisição dos dados após nos últimos 5 segundos.
- 5) Breve paragem para limpar as amostras e voltar a adicionar 7 ml de óleo
- 6) Realização do segundo par de condições 50 N/50 rpm
- ⋮

E assim sucessivamente até completar todos os pares de condições.

Durante os primeiros 15 segundos era deixado o ensaio decorrer para o sistema estabilizar, realizando-se a recolha de dados nos 5 segundos seguintes. Este modo de aquisição de dados foi semelhante ao usado no trabalho realizado em 2008 por Tomanik. Não sendo um ensaio de desgaste, a recolha temporal podia ser curta, desde que fosse igual para todas as condições.

Para os testes realizados segundo a tabela 2 foram apenas foram usados provetes normais, isto é, diretamente tirados da camisa sem qualquer texturização a laser.

#### 4.3.2 - Ensaio de Desgaste

Para os ensaios de desgaste foi utilizado o seguinte plano de trabalhos representado na tabela 3:

**Tabela 3 - Condições de funcionamento para os ensaios de desgaste.**

<b>Carga (N)</b>	<b>Velocidade (rpm)</b>	<b>Lubrificação</b>	<b>Tempo (s)</b>
<b>215</b>	<b>150</b>	<b>Sim</b>	<b>14 400 (4 horas)</b>

Antes de cada ensaio todos os provetes, tanto da camisa como do segmento, eram sujeitos a um banho de ultrassom em éter de petróleo, com o intuito de limpar as impurezas que pudessem eventualmente vir do processo de fabrico ou lixo acumulado.

Outro passo dentro do processo experimental para todos os ensaios aqui referidos foi fazer o levantamento topográfico das camisas antes e depois dos testes. Na tentativa de perceber o que se passou a nível superficial. Dentro das topografias verificou-se que, mesmo tentando evitar o efeito do “*remelt*” nos provetes texturados, existiu sempre ligeiros picos em torno dos dimples. Esta constatação levou a não serem realizados os testes de carga e velocidade nos provetes texturados devido à sua curta duração. Por outras palavras, o ensaio de desgaste apresenta uma maior carga e velocidade por um período muito superior, o que vai criar um amaciamento da superfície, incluindo os picos formados nos “*remelts*”. Portanto, seria mais interessante ver em de que modo o amaciamento da superfície influencia o coeficiente de atrito.

Para além disto todas as amostras do segmentos e da camisa foram pesadas antes e depois.

A única lubrificação do teste de desgaste consistia em adicionar 7 ml de óleo apenas no início do ensaio.

Novamente a temperatura ambiente verificada era na ordem dos 25°C.

Os dados foram adquiridos durante 10 segundos de acordo com a distribuição temporal da tabela 3:

**Tabela 4 – Distribuição temporal de aquisição de dados.**

<b>Tempo (h)</b>	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0
------------------	---	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Devido á longa duração dos ensaios de desgaste foi só realizada uma repetição.

Sintetiza-se a seguir o plano de ensaios na tabela 5:

**Tabela 5 – Plano dos ensaios de desgaste.**

<b>Amostras</b>	<b>Carga (N)</b>	<b>Velocidade (rpm)</b>	<b>Tempo (h)</b>	<b>Repetições (n)</b>
<b>Normal</b>				
<b>R1</b>				
<b>R2</b>	<b>215</b>	<b>150</b>	<b>4</b>	<b>1x</b>
<b>R3</b>				
<b>R4</b>				

## 5 - Resultados obtidos

Com as modificações feitas ao tribómetro, foi necessário realizar uns simples ensaios para verificar e validar a instalação experimental. As inovações na alta capacidade de aquisição de dados e no novo programa desenvolvido em LabView, fizeram com que o resultado esperado fosse uma incógnita.

O produto da nova instalação experimental desenvolvida está representado na figura 56. Um gráfico que permite a leitura do coeficiente de atrito não só ao longo do tempo mas também ao longo do curso percorrido.

As condições de ensaio do gráfico representado na figura 56 foram as seguintes: carga de 50 N e 200 RPM com 7 ml de lubrificante. O teste durou cerca de 10 minutos, sendo a aquisição de valores feita nos últimos 10 segundos.

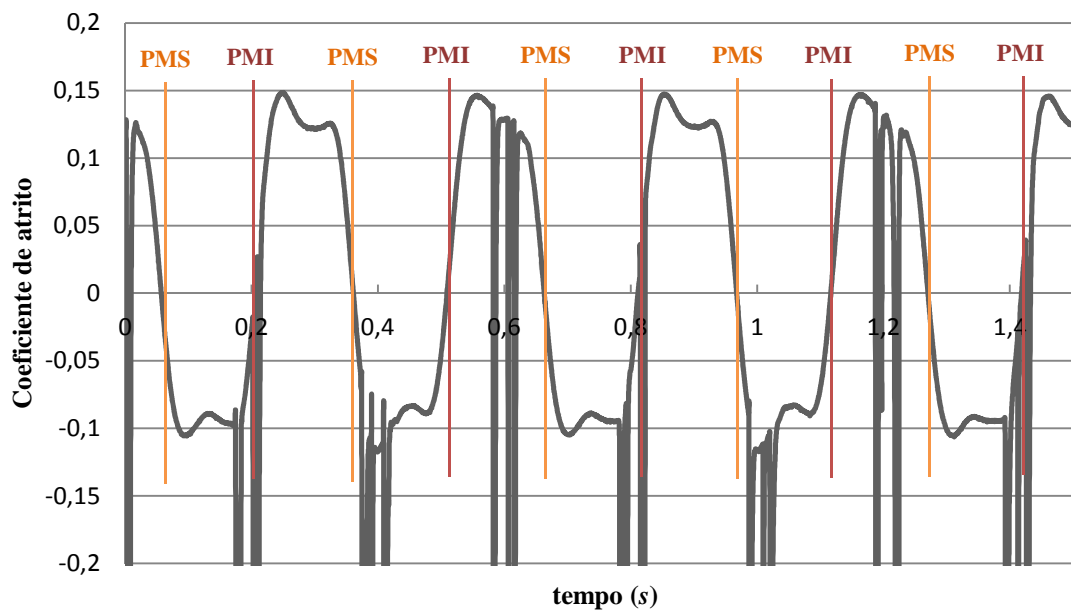


Figura 56 - Gráfico do coeficiente de atrito para uma carga de 50 N a 200 rpm.

Como é possível verificar através do gráfico representado na figura 56, mesmo com todas as modificações feitas ao variador de frequência, é visível um pouco de ruído nalguns instantes do ensaio. Por este motivo não foi aplicado qualquer tipo filtro. Todos os filtros experimentados, tanto do LabView como do Excel, alteravam o valor absoluto do coeficiente de atrito.

Outro detalhe relevante, diz respeito ao posicionamento dos pontos mortos. Embora estejam assinalados na figura 56, não é possível saber ao certo o posicionamento definitivo. Apenas é perceptível, através do gráfico, saber com alguma incerteza a posição do segmento.

Quando o coeficiente de atrito ronda o valor zero, significa que se está na iminência de um ponto morto. No entanto é possível saber o sentido do movimento do segmento através da deformação do extensômetro. O movimento ascendente do pistão, do ponto morto inferior para o ponto morto superior, causa uma deformação positiva logo origina um coeficiente de atrito positivo no gráfico. O movimento descendente, do ponto morto superior para o ponto morto inferior, causa uma deformação negativa originando um coeficiente de atrito negativo (embora o coeficiente se apresente negativo é, como acabou de ser mencionado, meramente um detalhe gráfico, porque o coeficiente de atrito como fenómeno físico continua a ser positivo).

## 5.1 - Obtenção do Coeficiente de Atrito

Como o valor do atrito é variável ao longo dos movimentos ascendente e descendente, optou-se por calcular a média aritmética dos patamares (zona a vermelho na figura 57). Definindo-se de igual forma um valor que pudesse ser comparável entre ensaios.

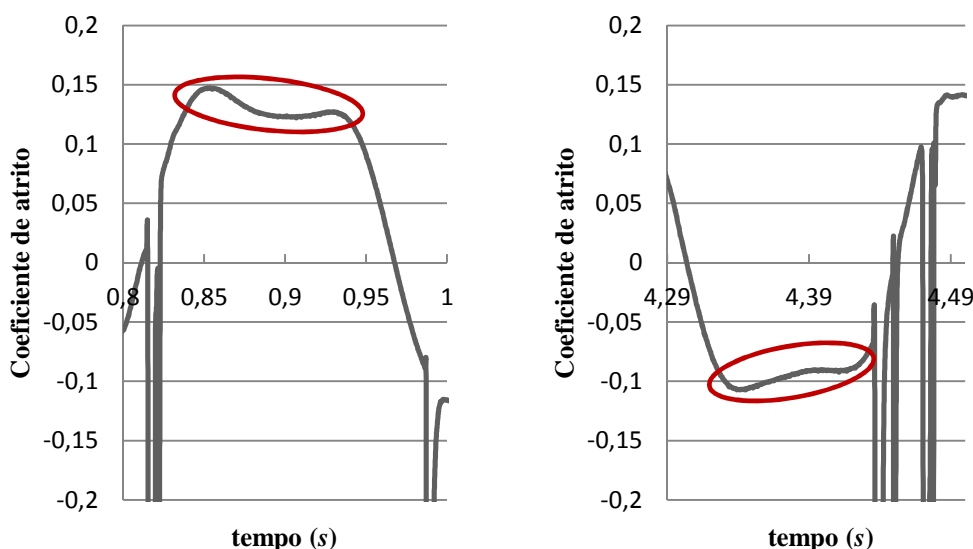


Figura 57 - Esquema do cálculo do coeficiente de atrito médio para movimentos ascendente e descendente.

Para o cálculo do coeficiente atrito médio atrito utilizou-se a média de valores em patamares que não apresentassem ruído. Este processo era realizado em patamares consecutivos (sem ruído) para verificar se o valor estava correto.

Como já foi mencionado anteriormente, cada autor utiliza tribómetros de construções diferentes com condições de funcionamento diferentes, portanto uma comparação direta poderá não ser completamente válida. No entanto, olhando para o trabalho de Johansson em 2012, que realizou testes para o segmento de óleo de motores para pesados em tribómetro, obteve resultados para o coeficiente de atrito na ordem dos 0,05 - 0,13 (Johansson et al.

2012). Analisando aos resultados dos ensaios com a nova instalação experimental para o tribómetro desenvolvido pelo Dr. Monteiro Baptista, estes encontram-se dentro da mesma ordem de grandeza.

### 5.2 - Resultados dos Ensaios de Velocidade/Carga

Nas tabelas 6 e 7 estão apresentados os valores do coeficiente de atrito para os respectivos movimentos ascendente (PMI para PMS) e descendente (PMS para PMI).

Tabela 6 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 50 N a diferentes velocidades.

Sentido: PMI para PMS							
Velocidade (rpm)	25	50	75	100	150	200	250
Coeficiente de atrito	0,140	0,139	0,133	0,129	0,125	0,123	0,117

Tabela 7 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 50 N a diferentes velocidades.

Sentido: PMS para PMI							
Velocidade (rpm)	25	50	75	100	150	200	250
Coeficiente de atrito	0,118	0,112	0,102	0,104	0,107	0,095	0,092

Ilustrando graficamente:

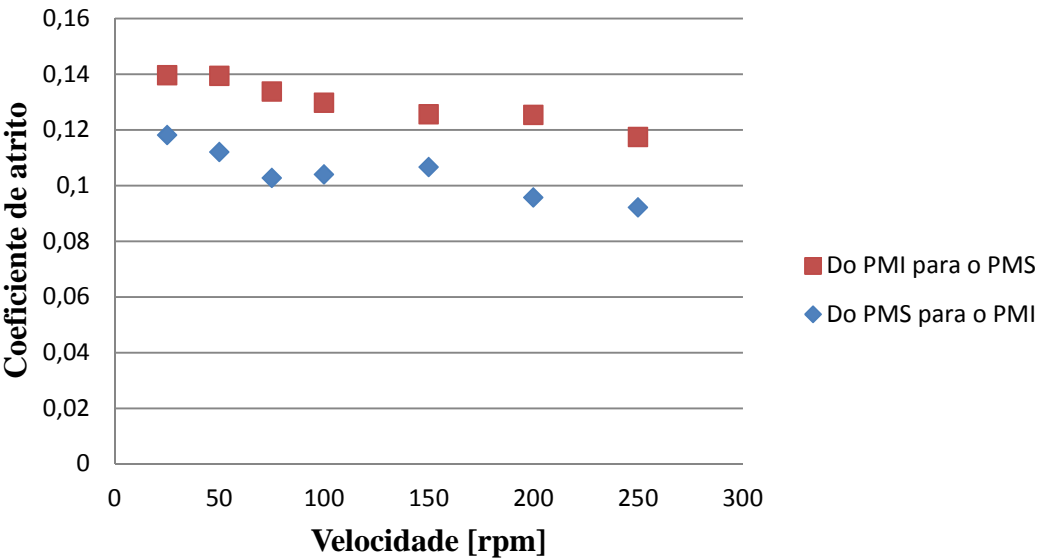


Figura 58 - Coeficiente de atrito com carga 50N.

Observando o gráfico representando na figura 58, nota-se a existência de uma ligeira diferença entre o coeficiente de atrito nos dois movimentos. Considerando que as áreas de contacto se mantêm constantes ao longo dos movimentos e que o perfil do segmento é simétrico, sugere que esta diferença poderá surgir da dinâmica do tribómetro.

Nas tabelas 8 e 9, à semelhança da análise feita para uma carga de 50 N, estão apresentados coeficientes de atrito medidos nos ensaios para diferentes velocidades fazendo a separação para os diferentes movimentos, para uma carga de 115 N.

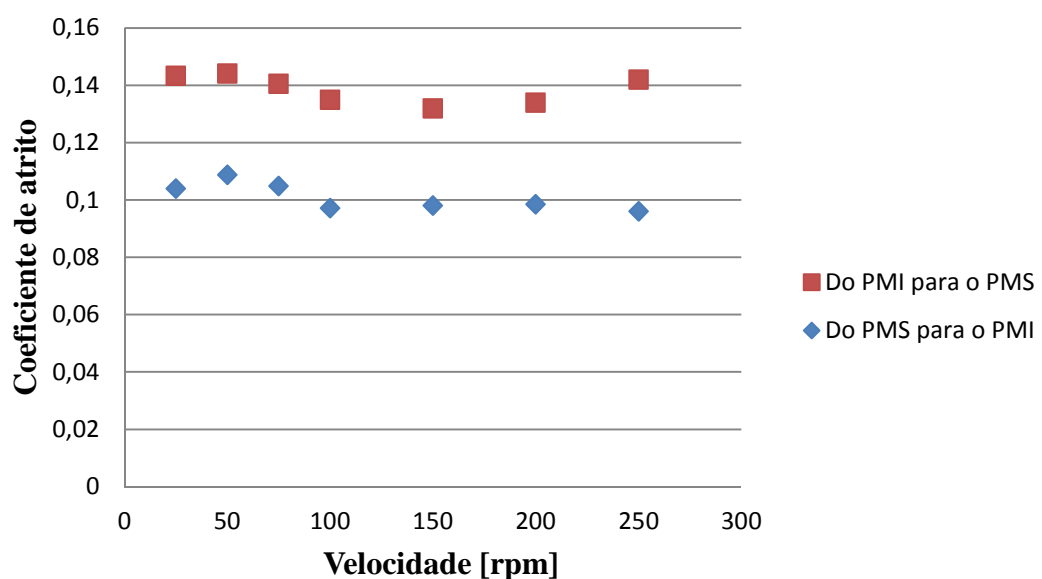
**Tabela 8 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 115 N a diferentes velocidades.**

Sentido: PMI para PMS							
Velocidade (RPM)	25	50	75	100	150	200	250
Coeficiente de atrito	0,143	0,144	0,140	0,135	0,132	0,134	0,142

**Tabela 9 - Coeficiente de atrito para os ensaios com 115 N a diferentes velocidades.**

Sentido: PMS para PMI							
Velocidade (RPM)	25	50	75	100	150	200	250
Coeficiente de atrito	0,104	0,108	0,1049	0,097	0,098	0,0985	0,096

Ilustrando graficamente os valores na figura 59:



**Figura 59 - Coeficiente de atrito com carga 115N.**



De notar novamente uma ligeira discrepância do valor do coeficiente de atrito entre o movimento ascendente e descendente, resultado semelhante ao ensaio com 50N.

Normalmente, em artigos científicos, é apresentado um único valor de coeficiente de atrito. Esse valor definiu-se como a média entre o coeficiente de atrito do movimento ascendente e descendente. Na figura 60 apresenta-se um gráfico com o coeficiente de atrito médio global para as duas cargas ensaiadas.

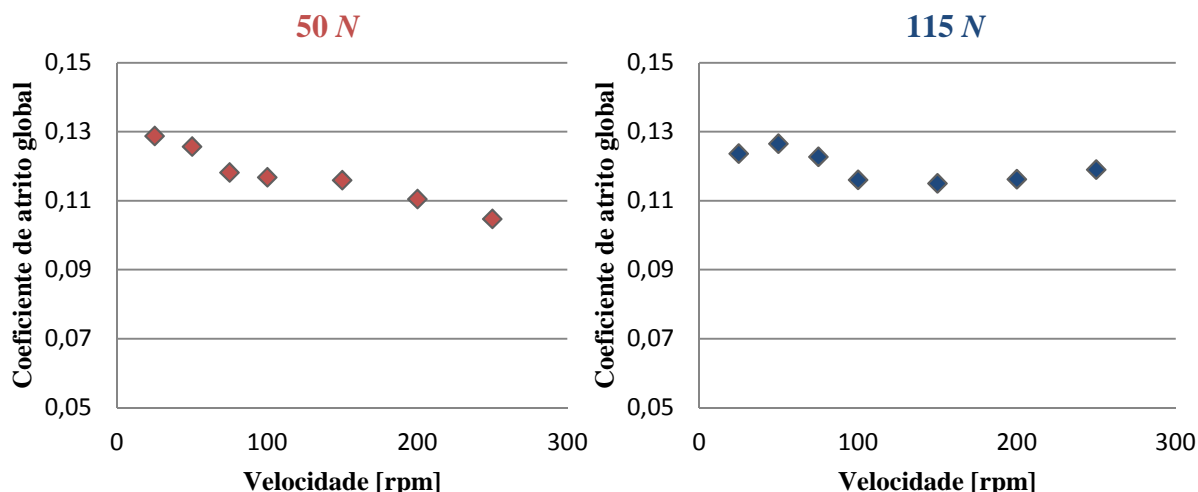


Figura 60 - Gráficos do coeficiente de atrito global.

Observando atentamente o gráfico do coeficiente de atrito global para 50 N, a diminuição contínua e consistente do atrito, sugere que surgiu sustentação hidrodinâmica suficiente em todas as velocidades para baixar a fricção no contacto.

O mesmo já não poderá ser dito para os 115 N, onde embora tenha havido uma diminuição inicial do atrito, não existe nenhuma tendência visível deste continuar a baixar.

Estes resultados poderão ser mais facilmente interpretados pela curva de Stribeck introduzida no capítulo 3. Na figura 61 está apresentado um gráfico com os resultados do coeficiente de atrito global para ambas as cargas em função dum parâmetro tipo Stribeck.

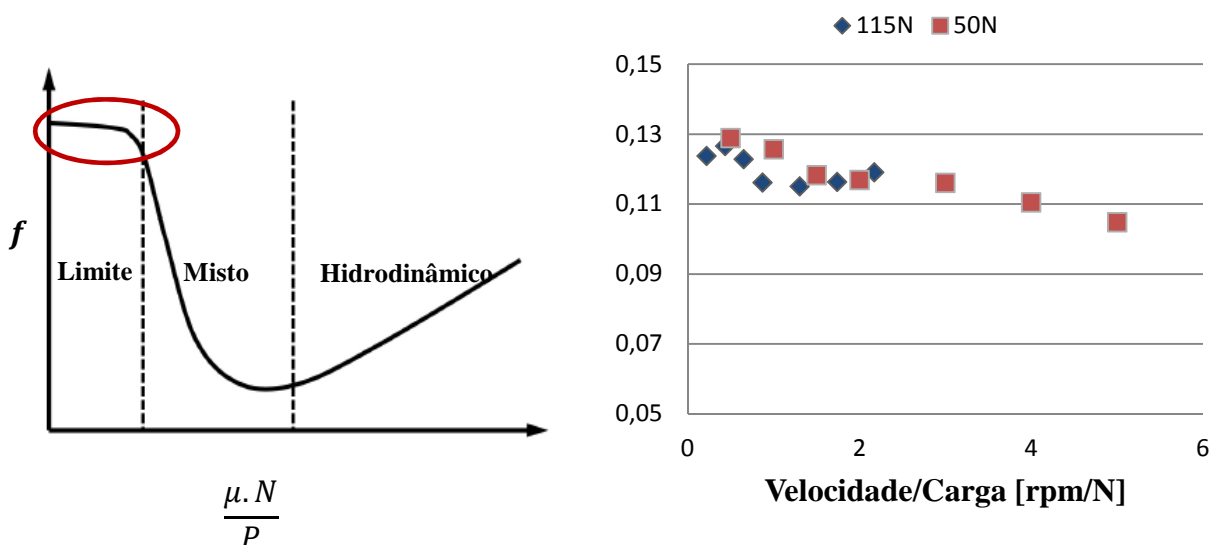


Figura 61 - À direita – Curva de Stribeck, e à esquerda - Gráfico do coeficiente de atrito global em função dum parâmetro velocidade/carga.

O parâmetro de Stribeck envolve a viscosidade do lubrificante, onde para os casos ensaiados é uma constante. Assim uma comparação de velocidade/carga no enquadramento com a curva de Stribeck é válida. Multiplicar uma razão por uma constante iria só afetar o afastamento dos pontos no gráfico de uma maneira proporcional.

Observando ao gráfico e aos resultados obtidos, é possível que para o caso de 115 N o facto de não ter surgido sustentação hidrodinâmica sugere que se encontra num regime limite de funcionamento. Onde já os 50 N sugerem uma entrada num regime misto para velocidades mais elevadas. Sendo um regime misto definido por sustentação hidrodinâmica com sustentação pelas rugosidades.

Uma comparação e análise dos dados indicam que para as condições testadas o segmento se encontra dentro da região vermelha assinalada no gráfico 58.

### 5.3 - Resultados dos Ensaios de Desgaste

Nesta fase do processo experimental foi possível a criação de amostras da camisa texturizadas a laser com o intuito de perceber a influência dos dimples no coeficiente de atrito. Existindo uma grande tendência em investigação científica para o estudo da texturização de superfícies para reduzir o coeficiente de atrito, optou-se por ensaiar as amostras criadas em testes de desgaste onde se expectou que o efeito do desgaste seria mais interessante de observar devido ao amaciamento dos “*remelts*” originados no processo de fabrico.

Para os ensaios de desgaste é relevante fazer o levantamento topográfico da superfície no âmbito de perceber o grau de amaciamento sujeito à camisa depois do teste de desgaste. Nas figuras 62, 63, 64, 65 e 66 são apresentadas as topografias de todos os provetes antes do ensaio de desgaste.

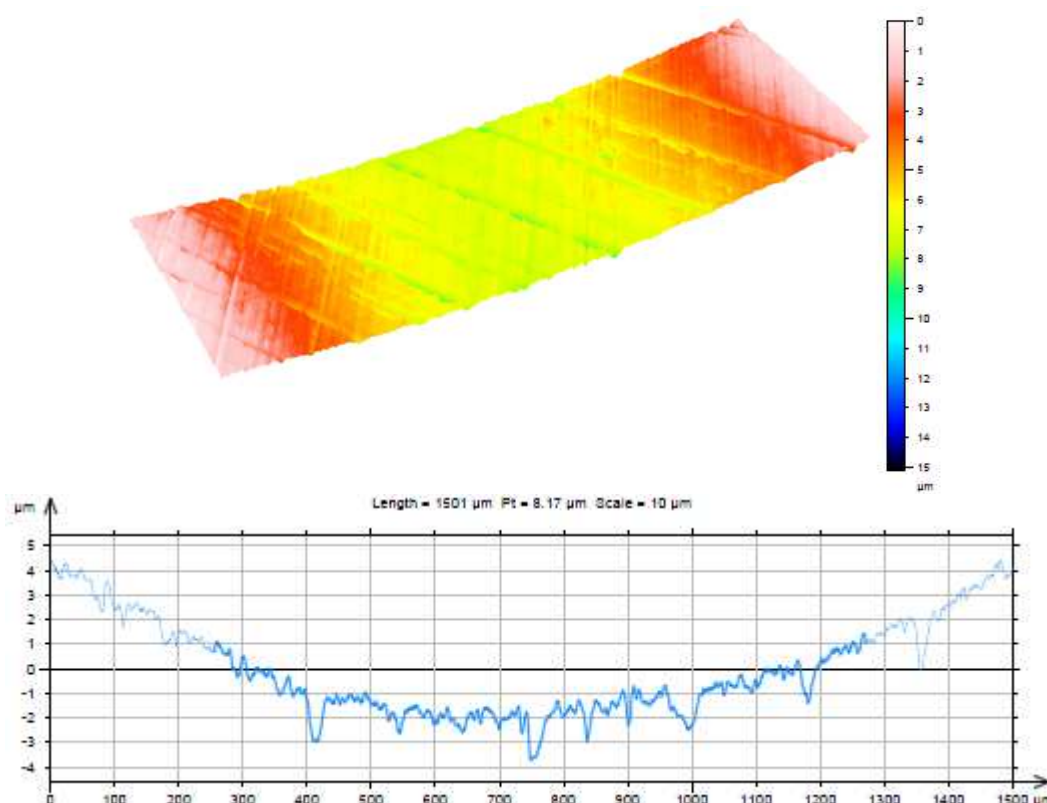


Figura 62 – Topografia e perfil de rugosidade da amostra sem texturização antes do ensaio de desgaste.

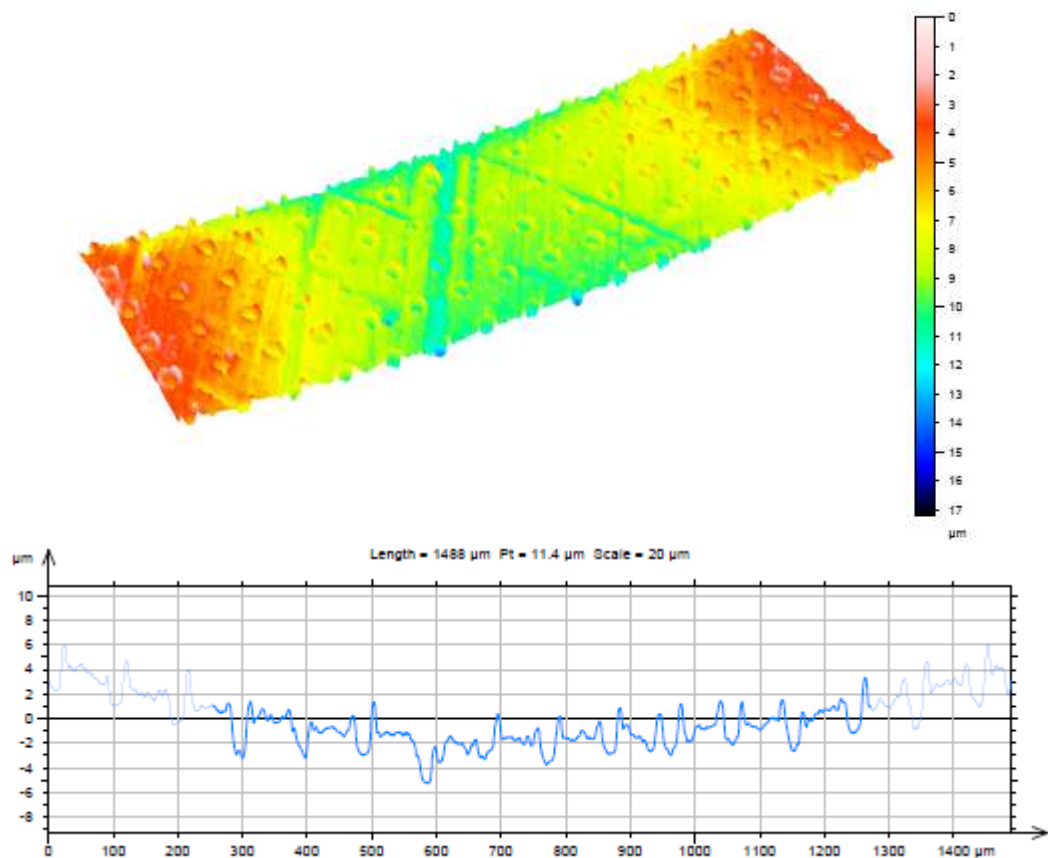


Figura 63 - Topografia e perfil de rugosidade da amostra R1 antes do ensaio de desgaste.

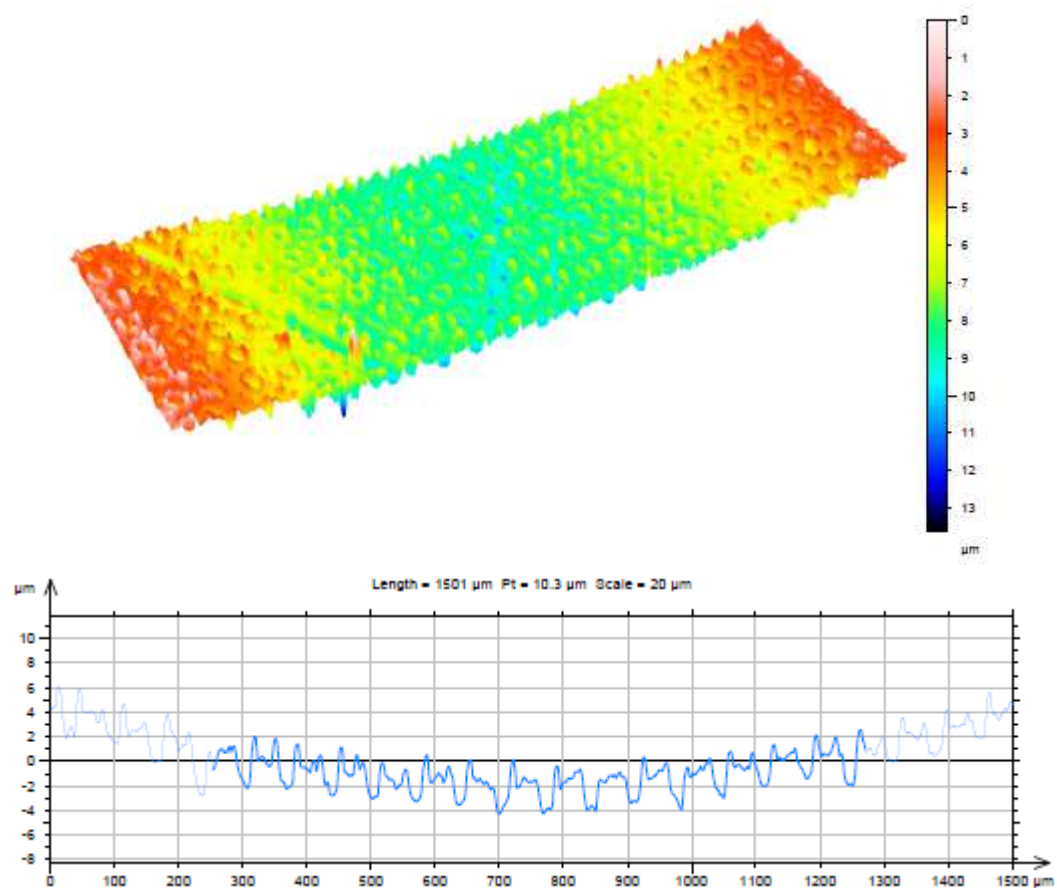


Figura 64 - Topografia e perfil de rugosidade da amostra R2 antes do ensaio de desgaste.

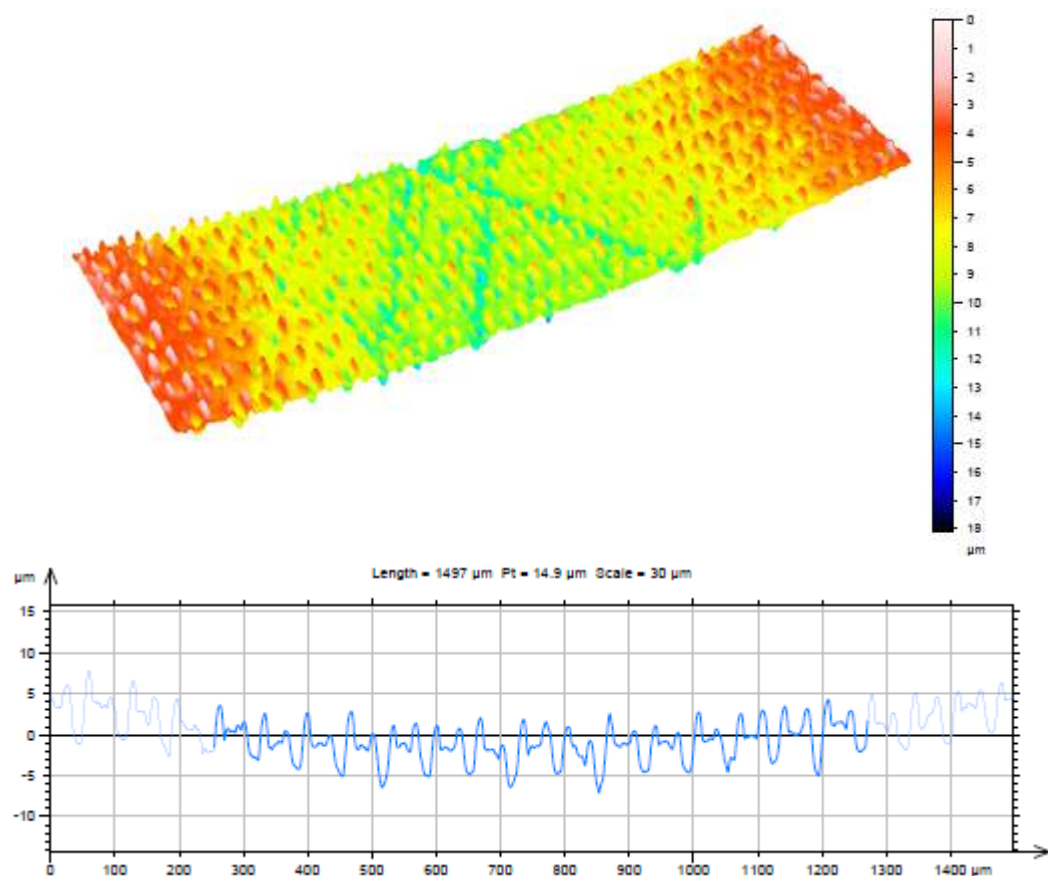


Figura 65 - Topografia e perfil de rugosidade da amostra R3 antes do ensaio de desgaste.

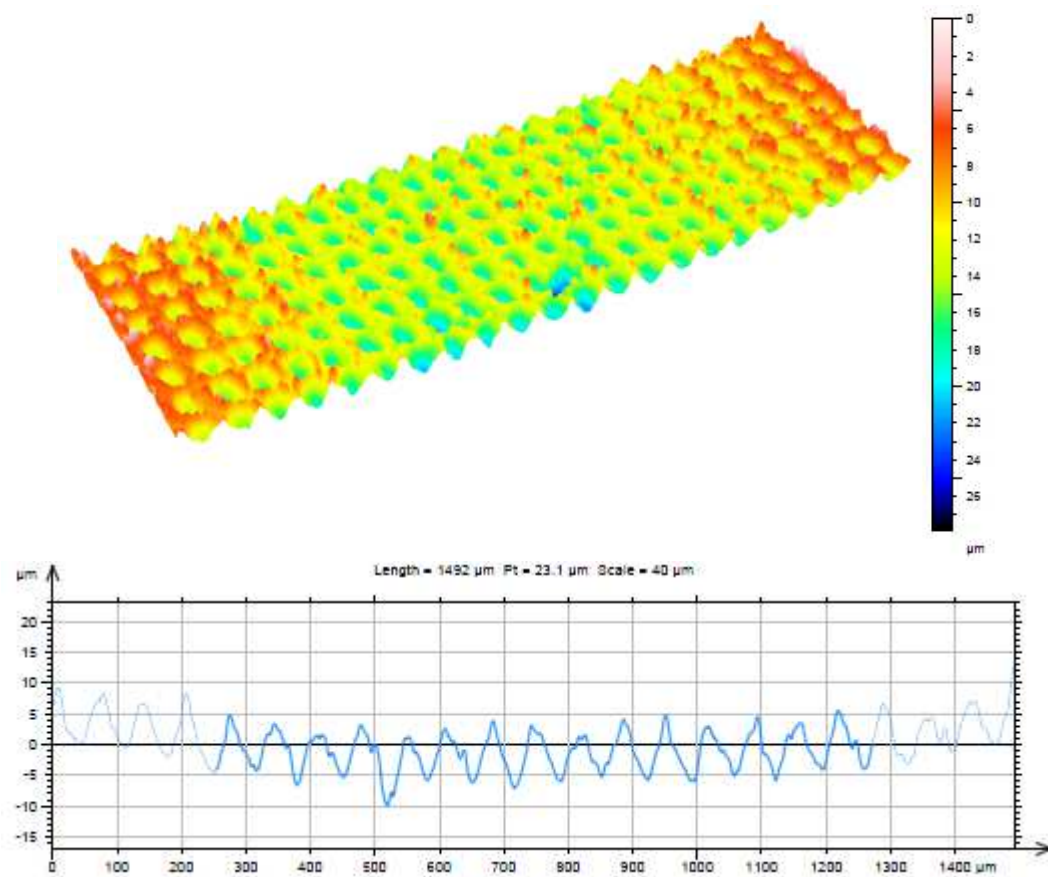


Figura 66 - Topografia e perfil de rugosidade da amostra R4 antes do ensaio de desgaste.

Comparando a figura 62, do provete sem texturização a laser, com os restantes é clara a forma dos “*dimples*” criados na superfície. É possível ver o efeito dos picos dos “*remelts*” com cerca de 1 – 3  $\mu\text{m}$  de altura em todas as amostras texturadas, menos na figura 66 onde foi usado o laser com o pulso mais largo (cerca de 200 nano segundos) que criou picos e “*dimples*” com alturas mais elevadas cerca de 5-7  $\mu\text{m}$ . Como resultado de mais material ter sido removido na criação dos “*dimples*”, o “*remelt*” gerado ocupou também uma maior área, daí a figura 66 apresentar uma superfície diferente.

Na figura 67 é apresentada o gráfico com os resultados do ensaio de desgaste para as diversas amostras texturadas. As condições de funcionamento foram as seguintes carga: 215 *N* e velocidade: 150 *rpm*, durante 4 horas.

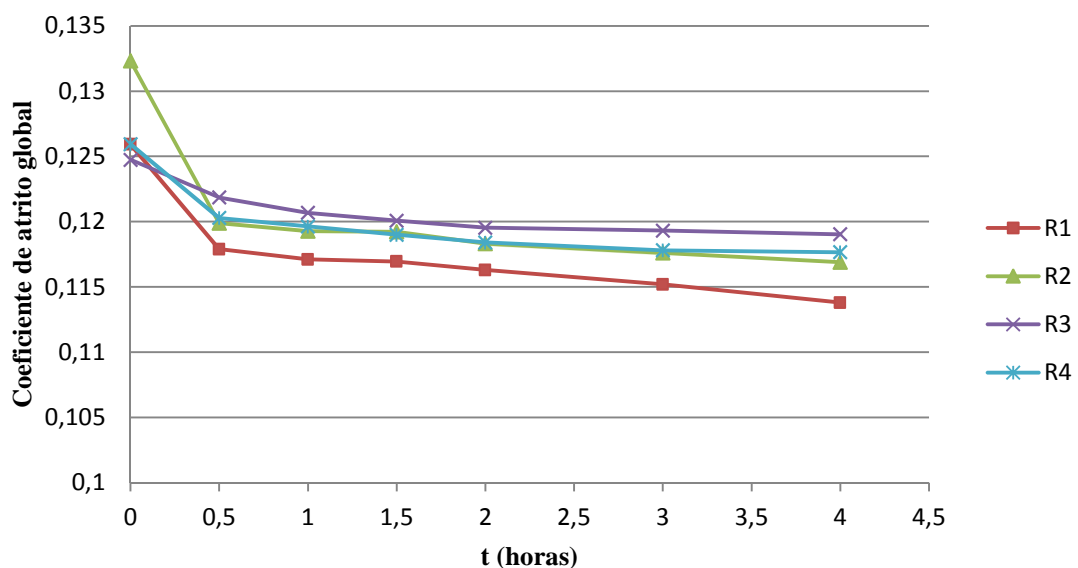


Figura 67 - Ensaio de desgaste para as amostras da camisa texturadas.

A maior queda do atrito verificada em todas as amostras foi entre o início e a primeira meia hora. Isto poderá acontecer devido a um maior amaciamento dos picos dos “*remelts*” (visto nas topografias) nos primeiros 30 minutos.

Após a primeira meia hora apenas a amostra R1 apresentou uma maior diminuição do do coeficiente de atrito com tendência para continuar. A amostra R1 era definida por ter uma densidade de 7,1%.

A amostra R2 foi feita com os mesmos parâmetros que a amostra R1 mas com uma densidade superior de 13,9%. Portanto, como o coeficiente de atrito da amostra R2 se manteve sempre superior ao R1, poderá significar que o acréscimo de sustentação hidrodinâmica por ter maior número de *dimples* não foi suficiente para vencer o acréscimo do número de “*remelts*”. Por outras palavras, maior densidade de *dimples* implica também uma maior densidade de “*remelts*”, e a sustentação hidrodinâmica gerada não compensou esse aumento. Através das topografias dos provetes R3 e R4, observou-se um maior efeito de “*remelt*” na superfície quando comparadas com as outras amostras. Esta observação poderá justificar o pior comportamento do atrito.

Na figura 68 está representada uma comparação entre o provete R1, que apresentou melhor comportamento no ensaio de desgaste, e a amostra da camisa sem texturização a laser.

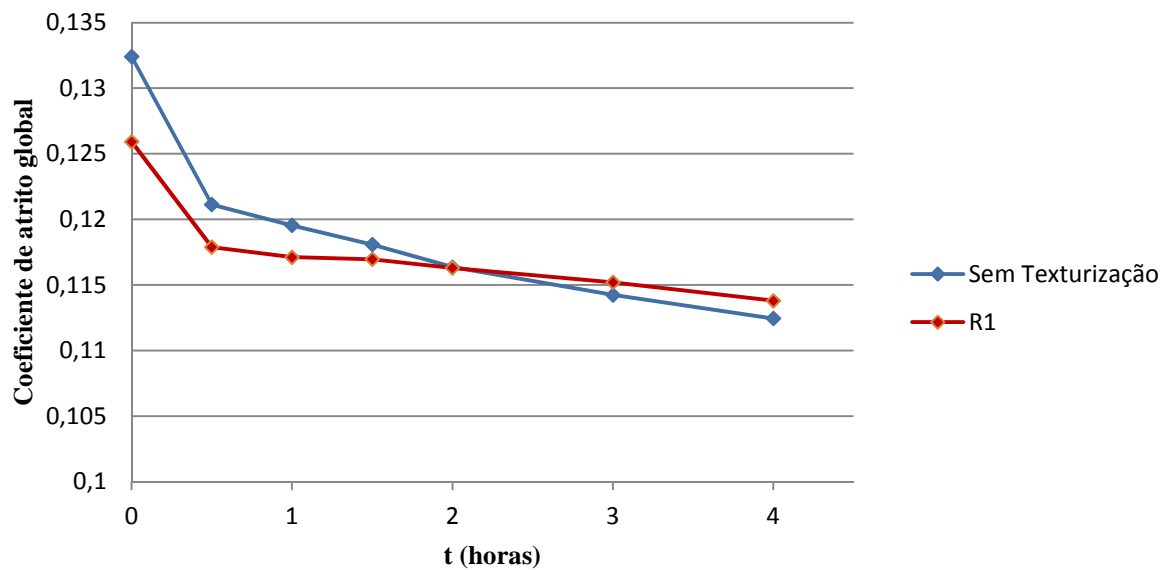


Figura 68 - Ensaio de desgaste para a amostra sem texturização e R1.

Para melhor interpretar o gráfico, são apresentadas as respectivas topografias no final do ensaio nas figuras 69 e 70.

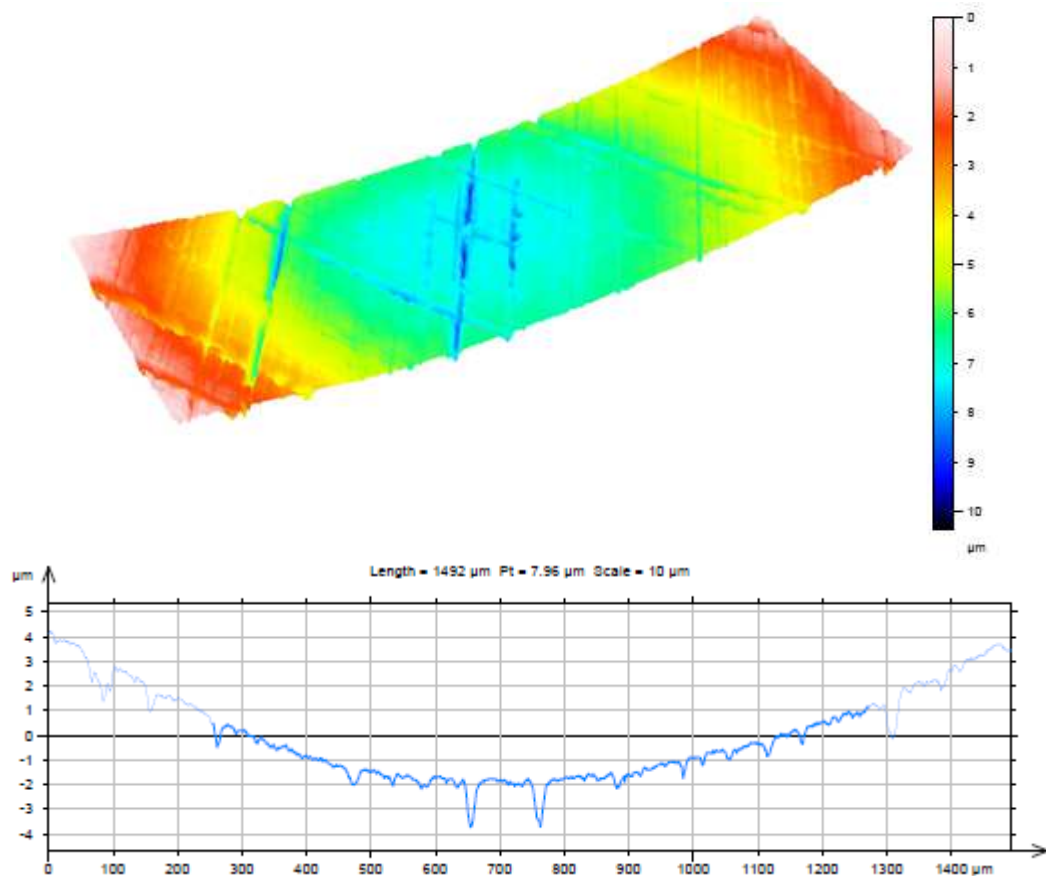
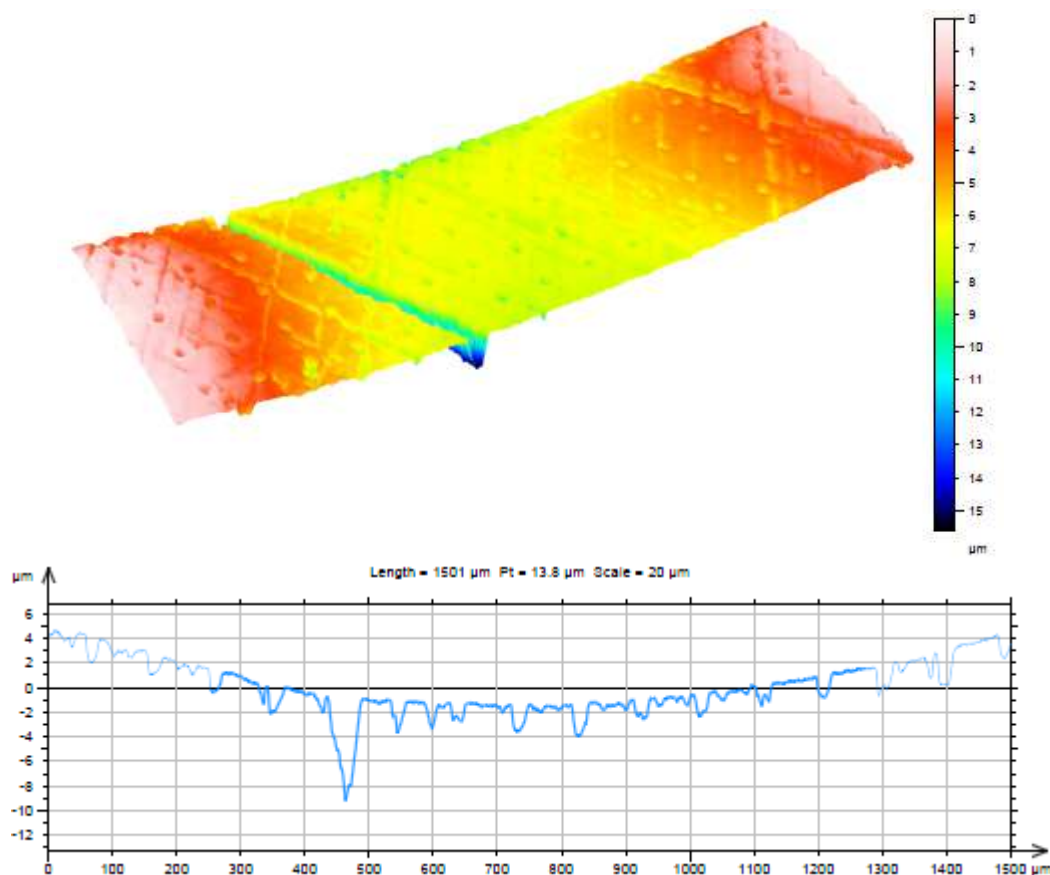


Figura 69 – Topografia e perfil de rugosidade da amostra sem texturização depois do ensaio de desgaste.





**Figura 70 - Topografia e perfil de rugosidade da amostra R1 depois do ensaio de desgaste.**

Observando o amaciamento que houve em ambas as superfícies após o teste de desgaste, entende-se a diminuição do atrito ao longo do ensaio. A rugosidade inicial, tanto do honing como dos “*remelts*” causa um contacto com as rugosidades mais severo. À medida que estes picos vão sendo desgastados, o contacto é dado numa superfície menos rugosa, aliviando ligeiramente a pressão de contacto.

No entanto a amostra R1 durante a primeira hora obteve um coeficiente de atrito mais baixo, tendo sido depois o seu comportamento semelhante à amostra não texturizada. O que indica que o amaciamento da rugosidade após o ensaio poderá ter colocado o provete numa condição de operação equivalente à superfície não texturada.

Todas as topografias realizadas podem ser consultadas no anexo C.

Está representado na tabela 10 os resultados das medições de massa para as amostras, antes e depois, do ensaio de desgaste.

**Tabela 10 – Peso das amostras, antes e depois do ensaio de desgaste.**

	<b>Peso antes do ensaio de desgaste (g)</b>	<b>Peso depois do ensaio de desgaste (g)</b>
<b>Normal - (sem texturização a laser)</b>	37,778	37,777
<b>R1</b>	37,739	37,736
<b>R2</b>	37,738	37,736
<b>R3</b>	37,893	37,891
<b>R4</b>	37,768	37,768

Observando os valores obtidos e atentado à diferença de massa ser muito pequena entre a sua condição inicial e final, pode considerar-se que uma avaliação do desgaste através da massa não tem significado para o teste executado.



## 6 - Conclusões

O contacto dos segmentos com as paredes do cilindro é responsável por uma grande parte do atrito num motor de combustão interna. Neste estudo foi possível observar e perceber alguns fenómenos responsáveis pelo atrito gerado devido às alterações feitas ao tribómetro. O aumento da taxa de aquisição possibilitou uma boa análise da variação do coeficiente de atrito ao longo do curso do segmento de controlo de óleo.

Nos ensaios realizados, onde se fixou a carga e se variou a velocidade, foi notado que para 50 N o segmento de controlo de óleo conseguiu gerar pressão hidrodinâmica diminuindo o coeficiente de atrito. Uma comparação com a curva de Stribeck indicou que poderia já se encontrar no regime de lubrificação misto. No entanto, para uma carga de 115 N não foi verificada nenhuma baixa no coeficiente de atrito. Sendo feita uma analogia semelhante para a curva de Stribeck, os resultados apontam para um regime de lubrificação limite o que explicaria a ausência de pressão hidrodinâmica.

Para os ensaios de desgaste, apenas uma das amostras com texturização a laser apresentou um coeficiente de atrito inferior à amostra sem texturização durante uma fase intermédia do teste, sendo depois o seu comportamento muito semelhante à amostra sem texturização. O desgaste que a amostra texturizada sofreu poderá ter levado a sua superfície a uma condição de funcionamento semelhante ao da amostra padrão.

No entanto, observando o valor do coeficiente de atrito para todas as amostras no final do teste de desgaste, não existiram grandes discrepâncias. O que leva a crer que os parâmetros de texturização usados poderão não resultar num melhoramento do comportamento do contacto.

O facto de se ter notado uma diminuição no coeficiente de atrito com uma das amostras texturizadas a laser, mesmo não se mantendo ao longo do teste, quando confrontado com outros estudos científicos na mesma área, apontam que a texturização a laser tem potencial para reduzir o coeficiente de atrito no contacto melhorando o rendimento do motor de combustão interna.

Devido ao reduzido diâmetro usado nos “*dimples*”, verificou-se que um aumento da densidade de “*dimples*” resultou num aumento do coeficiente de atrito. Notou-se que o efeito dos “*remelts*” era multiplicado com o aumento da densidade, mas a sustentação hidrodinâmica resultante do aumento do número de “*dimples*” não era suficiente para compensar o aumento do efeito “*remelt*” associado.

Uma possível futura investigação, tendo em conta os resultados das amostras da camisa texturizadas, será aumentar o diâmetro dos “*dimples*”, e observar em que medida esta alteração afeta o coeficiente de atrito do contacto do segmento de controlo de óleo.

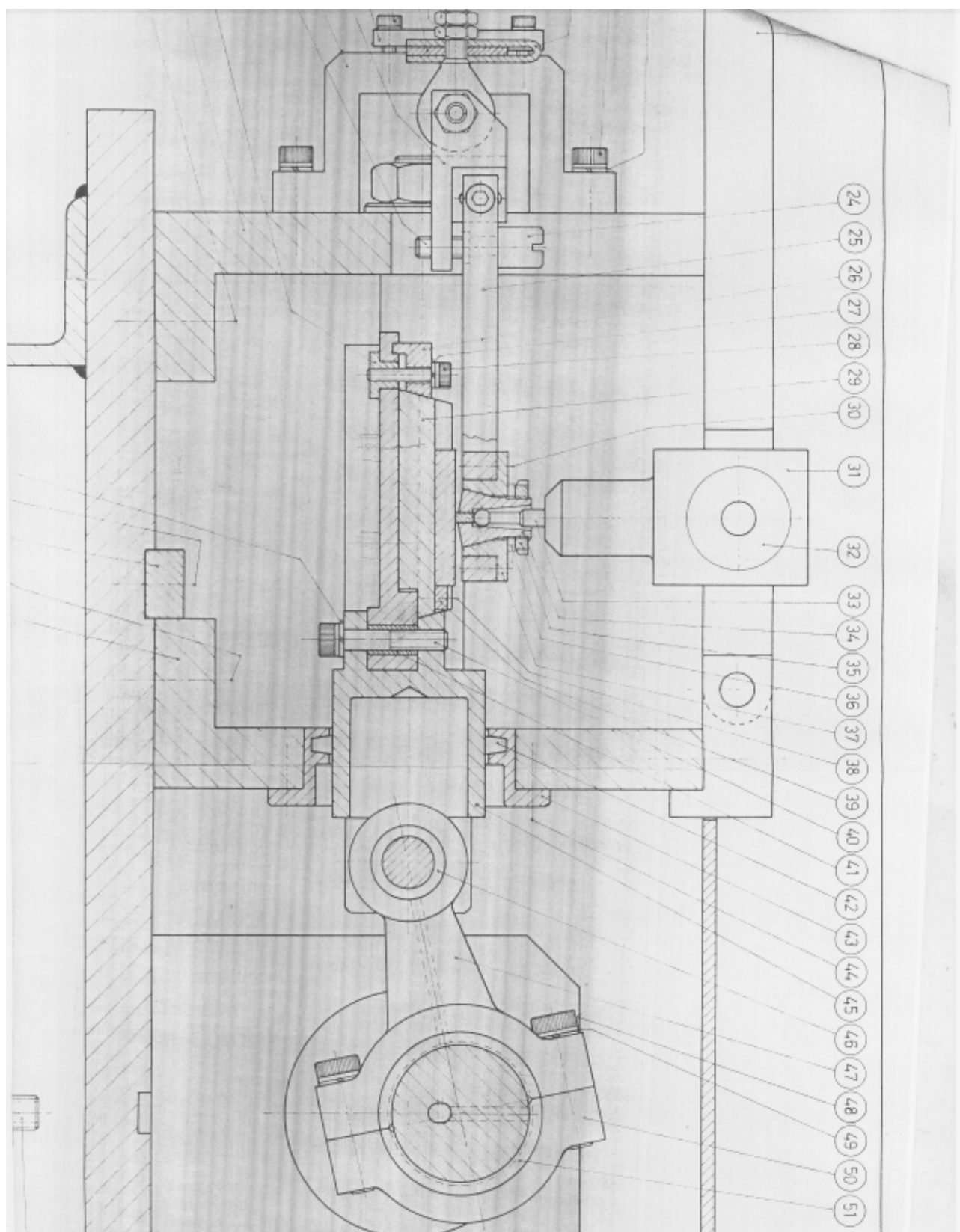
Para melhorar a qualidade dos resultados, seria interessante continuar o trabalho de reabilitação do tribómetro. As alterações realizadas proporcionaram taxas de aquisição na ordem dos 2 000 pontos por segundo, onde mesmo assim foi observado a existência de ruído que dificultou a sua filtragem. Uma troca dos cabos dos extensómetros por cabos malhados poderá reduzir este efeito.

## Referências

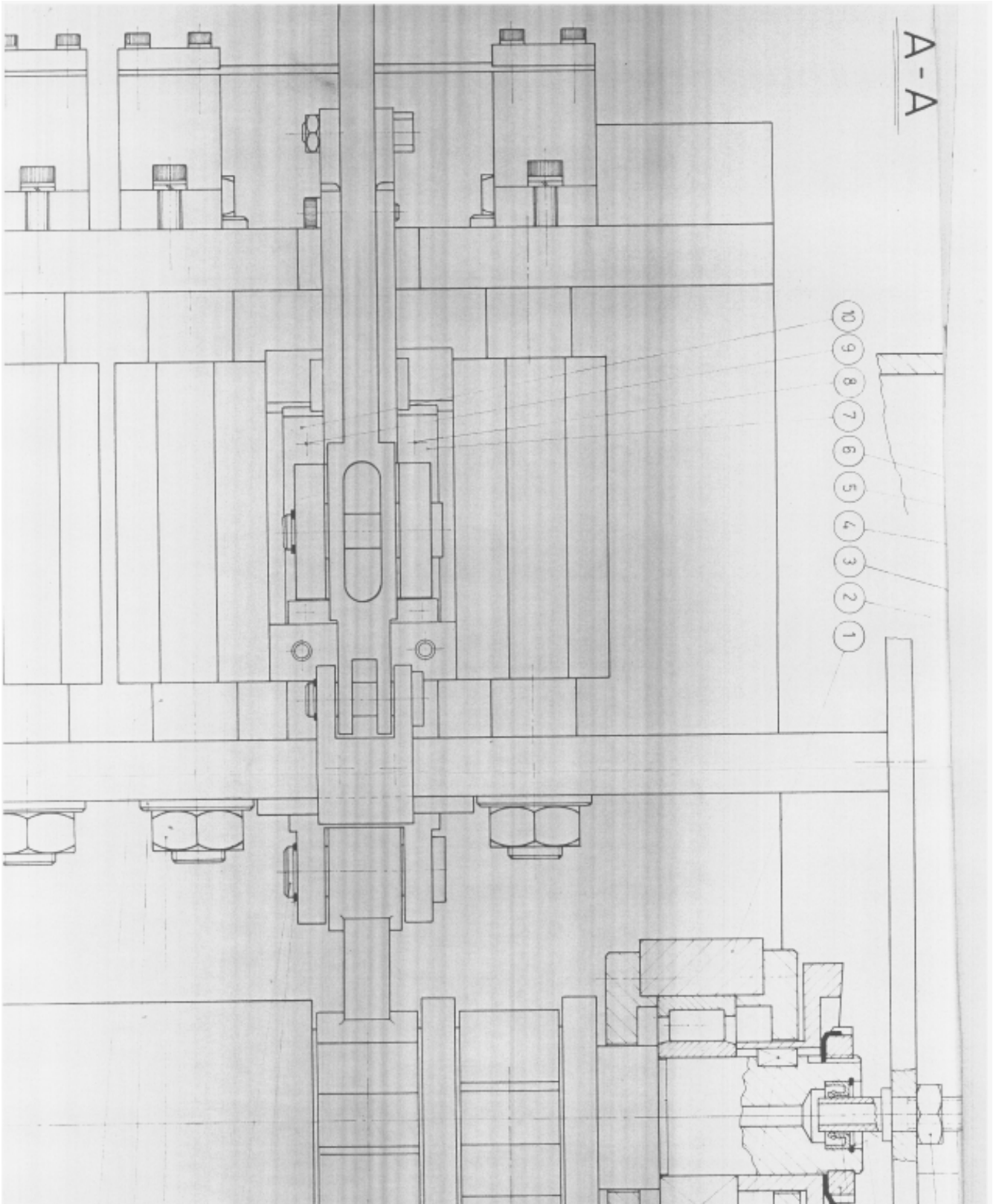
- Andersson, Peter, Janna Tamminen e Carl-Erik Sandström. 2002. "Piston Ring Tribology - A Literature Survey", Helsinki University of Technology.
- Baptista, António. 1986. "Comportement Tribologique En Glissement Sec de Fontes a Chemises de Moteurs Thermiques", Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique.
- Chen, Haijie e Tian Tian. 2008. "The influences of cylinder liner honing patterns and oil control ring design parameters on the interaction between the twinland oil control ring and the cylinder liner in internal combustion engines."
- Demarchi, V. 1994. "Estudo de Materiais, Geometria e Compatibilidade dos Tribossistemas em Anéis de Pistão para Motores de Combustão Interna", Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- Ejakov, M. A., A. R. Diaz e H. J. Chock. 1999. "Numerical optimization of ring-pack behavior." *SAE International*.
- Etsion, I. e E. Sher. 2009. "Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings." *Tribology International* no. 42 (4):542-547.
- Gadeschi, Gonzalo Brito, Katja Backhaus e Gunther Knoll. 2012. "Numerical Analysis of Laser-Textured Piston-Rings in the Hydrodynamic Lubrication Regime." *Journal of Tribology* no. 134.
- Galda, Lidia, Pawel Pawlus e Jaroslaw Sep. 2009. "Dimples shape and distribution effect on characteristics of Stribeck curve." *Tribology International* no. 42.
- Gara, L., Q. Zou, B. P. Sangeorzan, G. C. Barber, H. E. McCormick e M. H. Mekari. 2010. "Wear measurement of the cylinder liner of a single cylinder diesel engine using a replication method." *Wear* no. 268 (3-4):558-564.
- Glaeser, W. A. 1992. *Materials for tribology*. Vol. Tribology Series 20: Elsevier Science Publishers B.V.
- Heywood, John B. 1998. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. New York: McGraw- Hill Book Company.
- JE Pistons, Website. 2013. <http://www.jepistons.com/>.
- Johansson, S., C. Frennfelt, A. Killinger, P. H. Nilsson, R. Ohlsson e B. G. Rosén. 2011. "Frictional evaluation of thermally sprayed coatings applied on the cylinder liner of a heavy duty diesel engine: Pilot tribometer analysis and full scale engine test." *Wear* no. 273 (1):82-92.
- Johansson, S., P. H. Nilsson, R. Ohlsson e B. G. Rosén. 2012. Simulation and Experimental Analysis of the Contact between Oil Control Ring and Cylinder Liner in a Heavy Duty Diesel Engine. Em *18th International Colloquium Tribology*.

- Kheirbek, Iyad, Katherine Wheeler, Sarah Walters, Grant Pezeshki e Daniel Kass. 2011. "Air Pollution and the Health of New Yorkers: The Impact of Fine Particles and Ozone." *New York City Department of Health and Mental Hygiene*.
- Liao, Kai, Haijie Chen e Tian Tian. 2012. "The Study of Friction between Piston Ring and Different Cylinder Liners using Floating Liner Engine - Part 1." *SAE International*.
- MAHLE, Catálogo. 2010. MAHLE Catalog No. PR-40-10.
- MAHLE, Catálogo. 2011. MAHLE Catalog Aftermarket.
- McGeehan, J.A. 1978. "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy." *SAE Paper* no. 780673.
- Perry, John. 1899. *The Steam Engine and Gas and Oil Engines*. MacMillan Company.
- Rèpaci, Antonio. 1987. "Non linear modelling of the piston slap phenomenon in an alternative internal combustion engine." *Mathematical Modelling* no. 8 (0):366-367.
- Ryk, G. e I. Etsion. 2006. "Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction." *Wear* no. 261.
- Skytte af Sättra, Ulf. 2005. "Wear of piston rings in hydrostatic transmissions", KTH, School of Industrial Engineering and Management (ITM), Machine Design (Dept.), Machine Design (Div.).
- Smedley, Grant. 2004. "Piston Ring Design For Reduced Friction In Modern Internal Combustion Engines", Department of Mechanical Engineering at the Massachusetts Institute of Technology.
- Spencer, Andrew. 2010. "Optimizing Surface Texture for Combustion Engine Cylinder Liners", Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Lulea University of Technology.
- Takata, Rosalind. 2006. "Effects of Lubricant Viscosity and Surface Texturing on Ring-pack Performance in Internal Combustion Engines", Department of Mechanical Engineering at the Massachusetts Institute of Technology.
- Taylor, R.I. 2002. "Lubrication, Tribology & Motorsport." no. Shell Global Solutions (UK).
- Tomanik, Eduardo. 2000. "Modelamento do Desgaste por Deslizamento em Anéis de Pistão de Motores de Combustão Interna", Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- Tomanik, Eduardo. 2008. "Friction and wear bench tests of different engine liner surface finishes." *Tribology International* no. 41 (11):1032-1038.
- Tomanik, Eduardo. 2013. "Modelling the hydrodynamic support of cylinder bore and piston rings with laser textured surfaces." *Tribology International* no. 59 (0):90-96.
- Walsh, M. 2009. "Moving Toward Clean Vehicles and Fuels A Global Overview." *Air & Waste Management Association*.
- Yu, Haiwu, Xiaolei Wang e Fei Zhou. 2010. "Geometric Shape Effects of Surface Texture on the Generation of Hydrodynamic Pressure Between Conformal Contacting Surfaces." *Springer Tribology Letters* no. 37:123-130.

## **Anexo A: Desenhos do Tribómetro**



A-A



## **Anexo B: Desenho da Pinça**





## **Anexo C: Topografias das amostras da camisa**

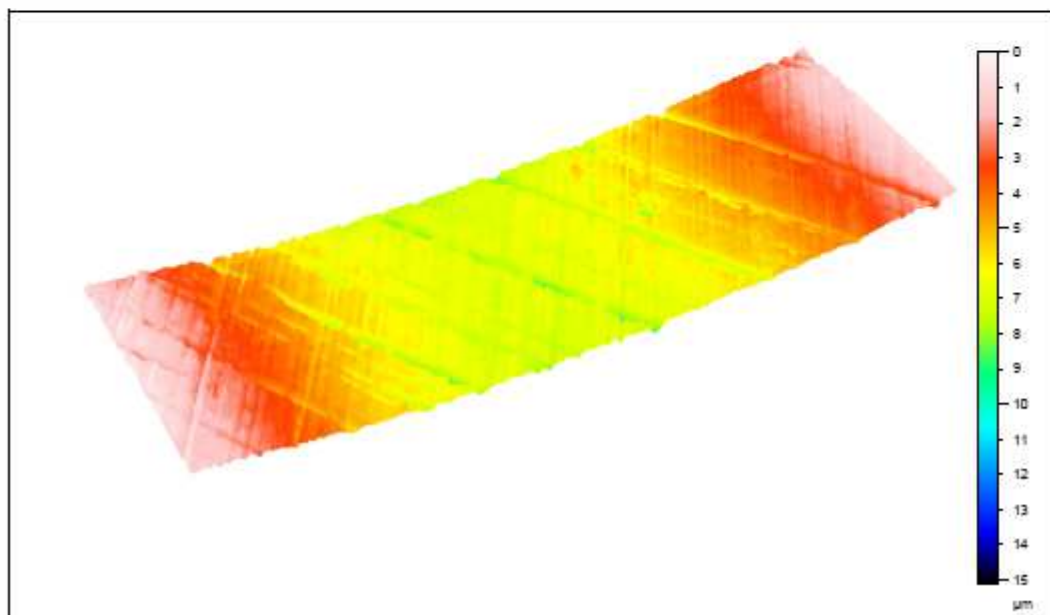
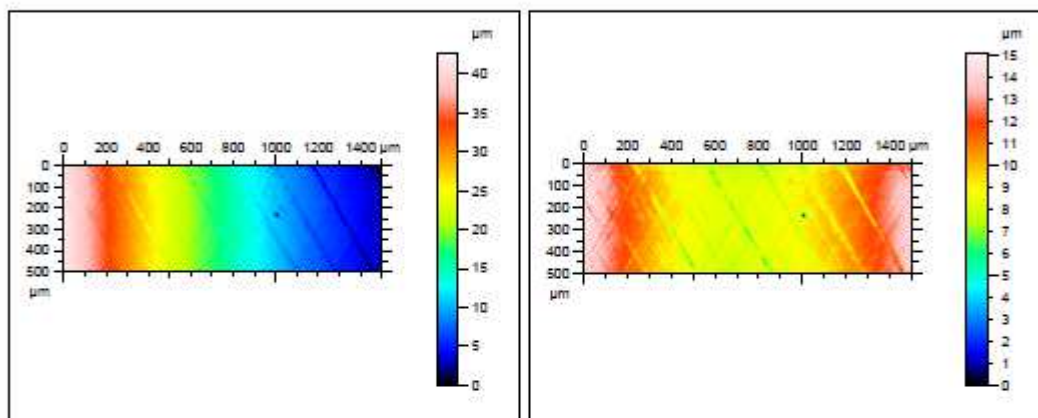
**Amostra sem texturação - antes do ensaio de desgaste**

Name: R1  
 Filename: D:\Perfil\Ricardo Lopes\Desgaste\Proveta Sem Texturing\Antes\R1.top

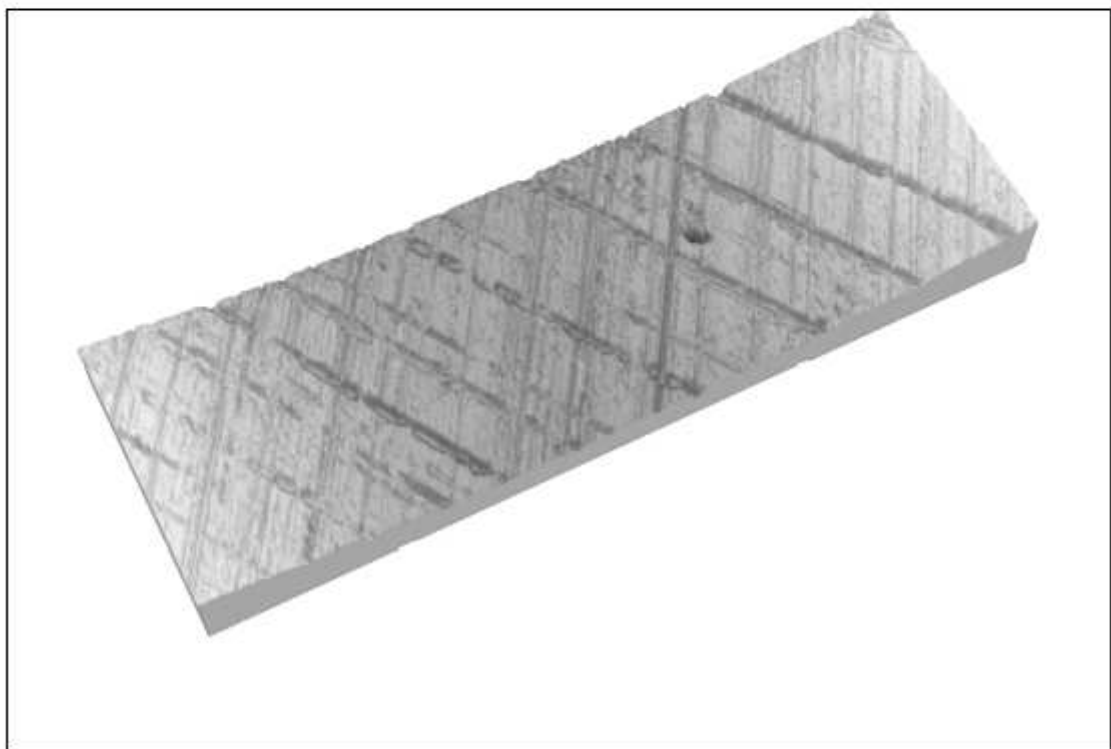
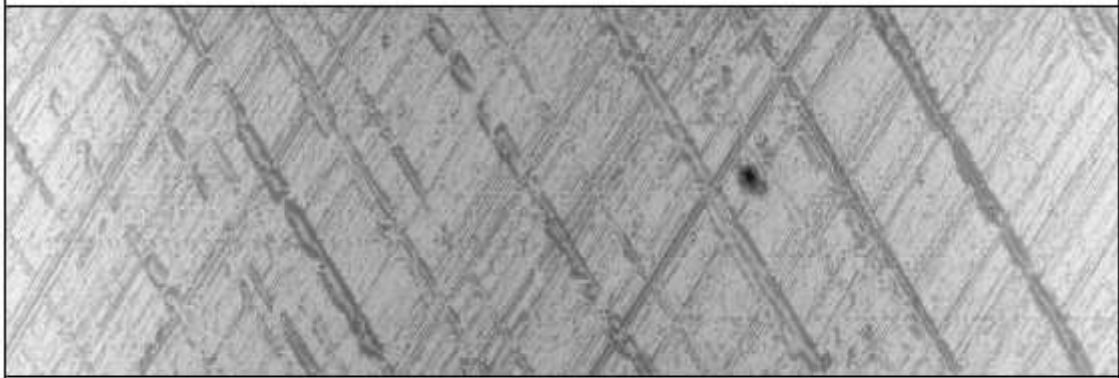
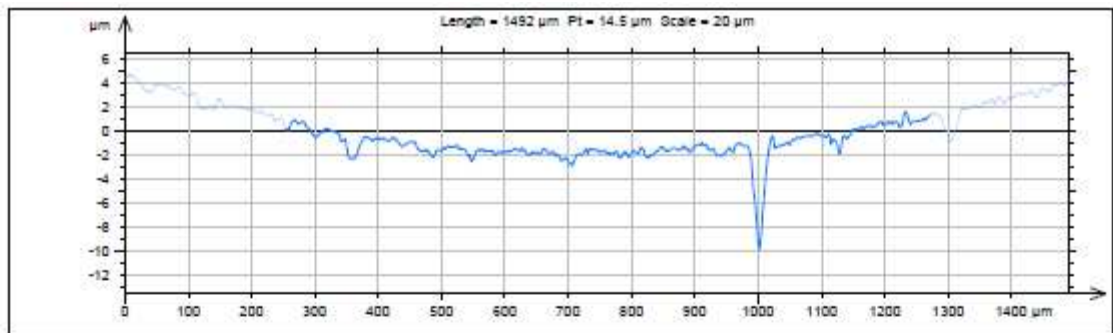
**Axis: X**  
 Length: 1500  $\mu\text{m}$   
 Size: 3021 points  
 Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

**Axis: Y**  
 Length: 500  $\mu\text{m}$   
 Size: 101 lines  
 Spacing: 5  $\mu\text{m}$

**Axis: Z**  
 Length: 42.8  $\mu\text{m}$   
 Size: 428 digits



HommelMap Basic



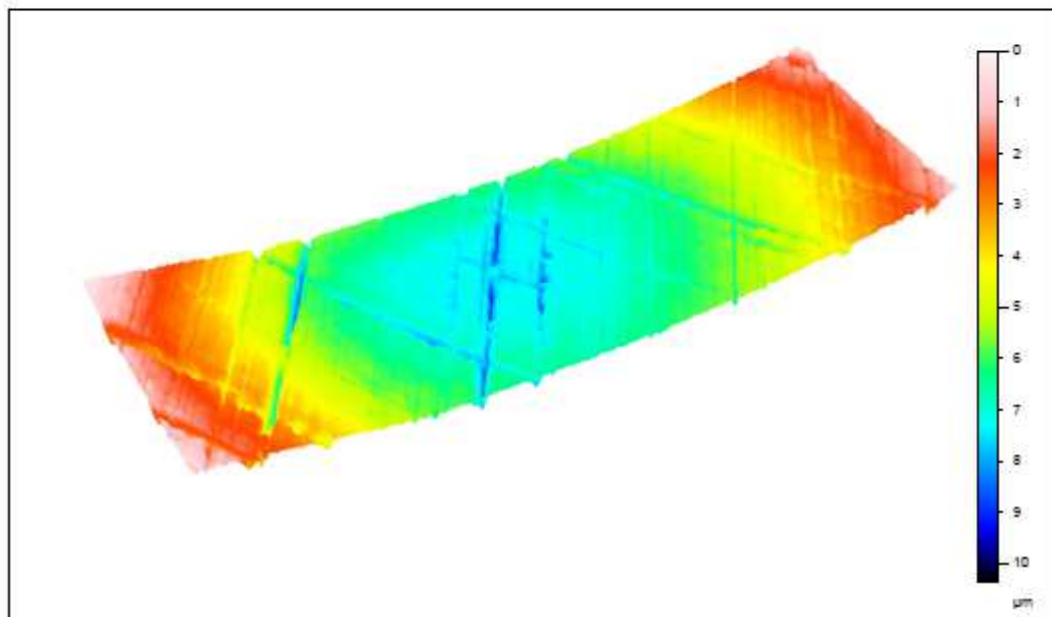
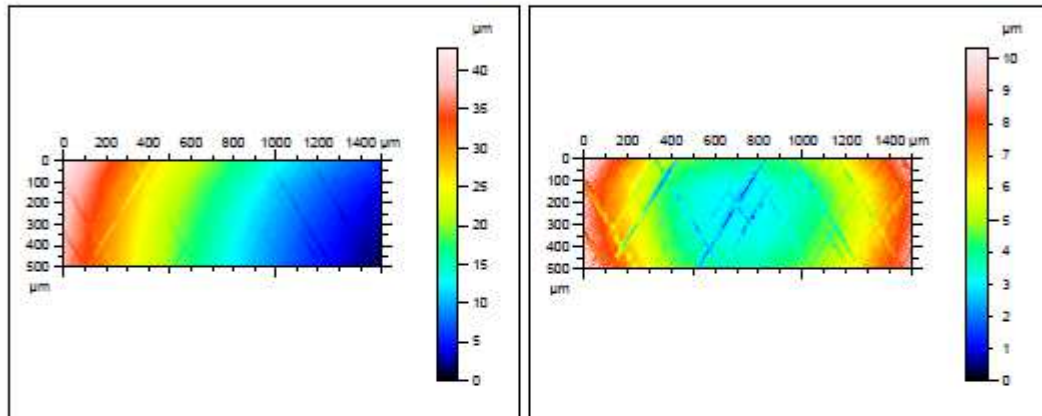
**Amostra sem texturação - Depois do ensaio de desgaste**

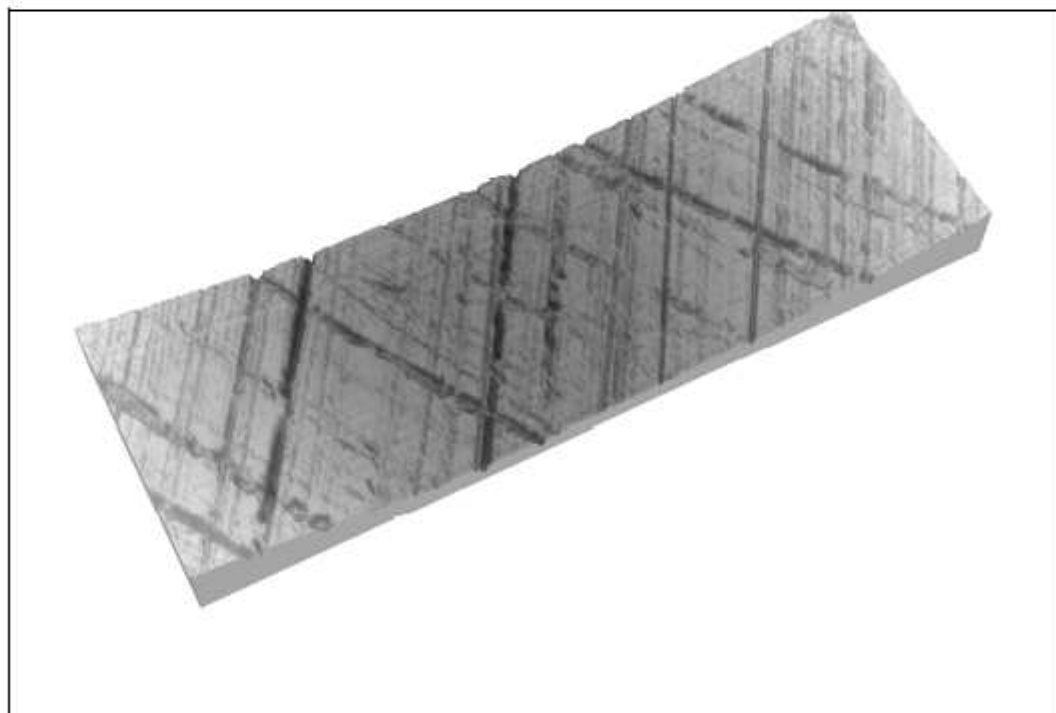
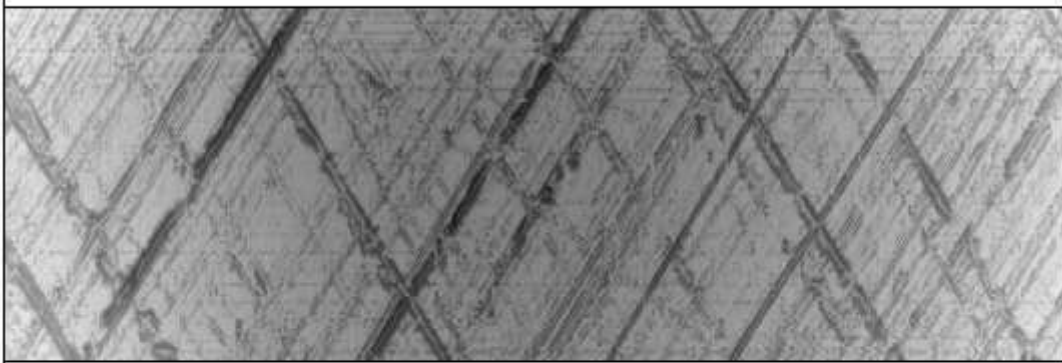
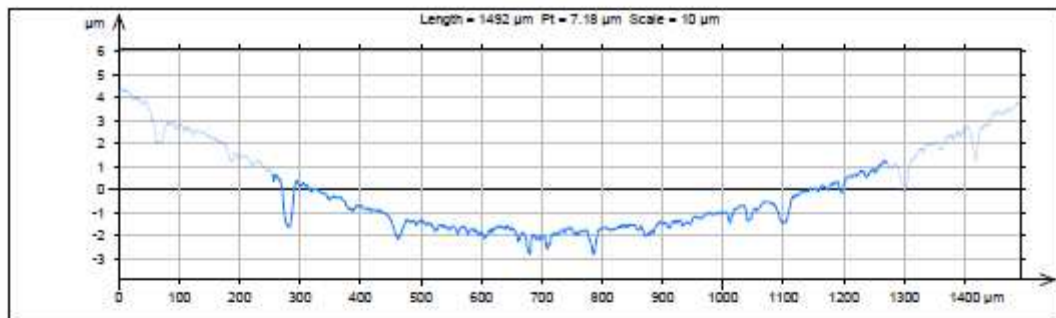
Nome: R1  
Filanome: D:\Perfis\Ricardo Lopes\Desgaste\Proveta Sem Texturing\Depois\R1.top

Axis: X  
Length: 1500  $\mu\text{m}$   
Size: 3021 points  
Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

Axis: Y  
Length: 500  $\mu\text{m}$   
Size: 101 lines  
Spacing: 5  $\mu\text{m}$

Axis: Z  
Length: 43  $\mu\text{m}$   
Size: 430 digits





HommelMap Basic

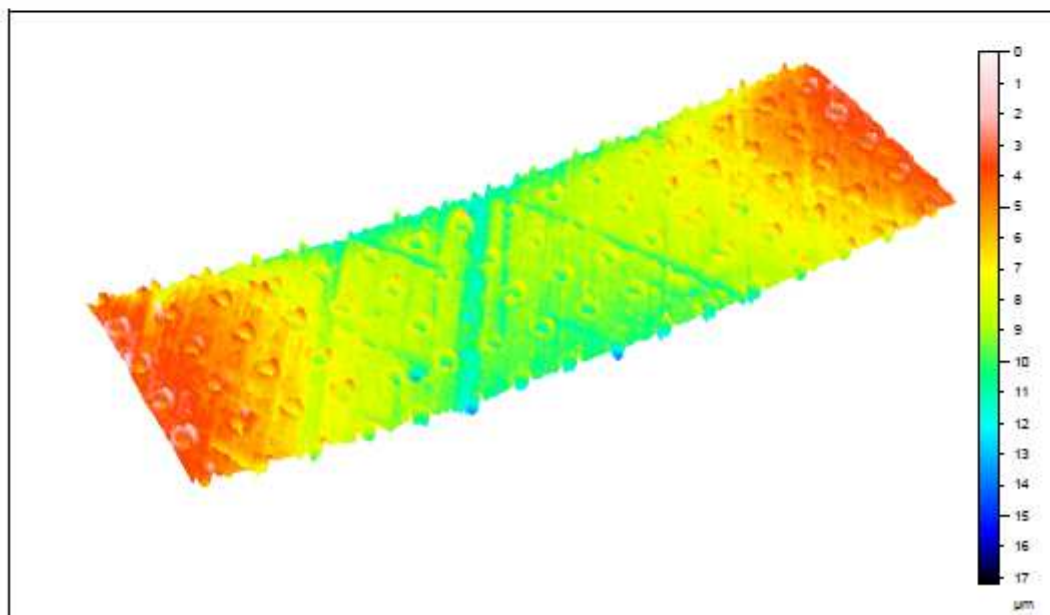
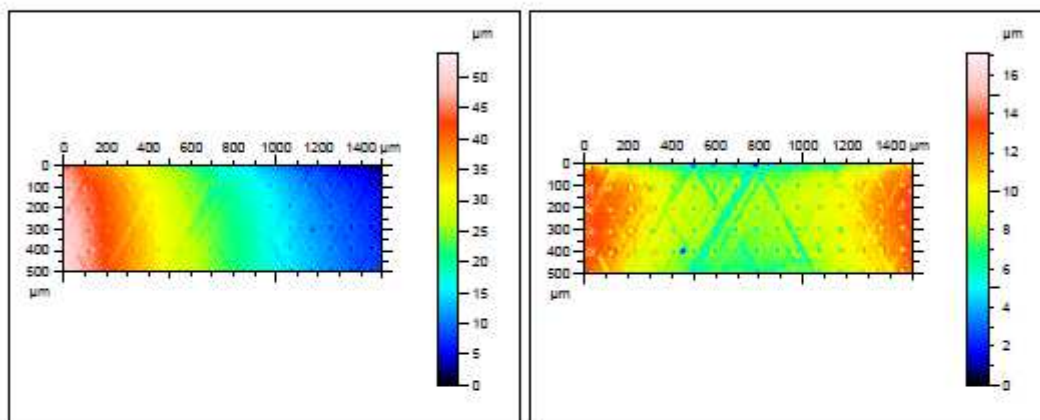
**Amostra R1 - Antes do ensaio de desgaste**

Name: R1  
 Filenama: D:\Perfis\Ricardo Lopes\Desgaste\Provetas com Texturing\R1\Antes\R1.top

**Axis: X**  
 Length: 1500  $\mu\text{m}$   
 Size: 3021 points  
 Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

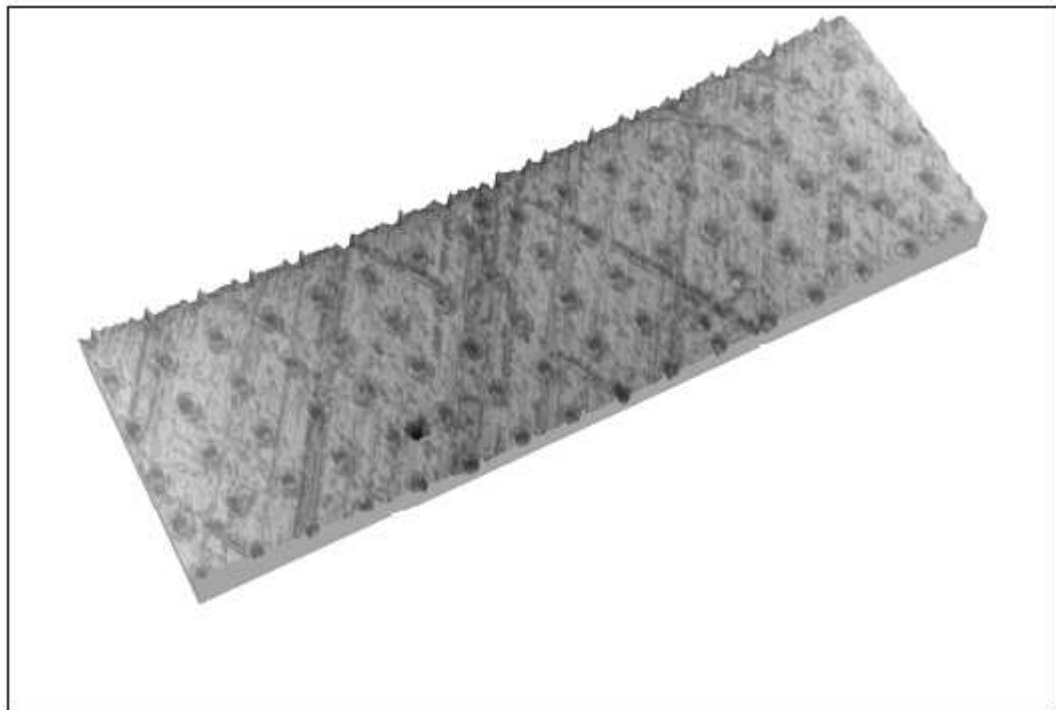
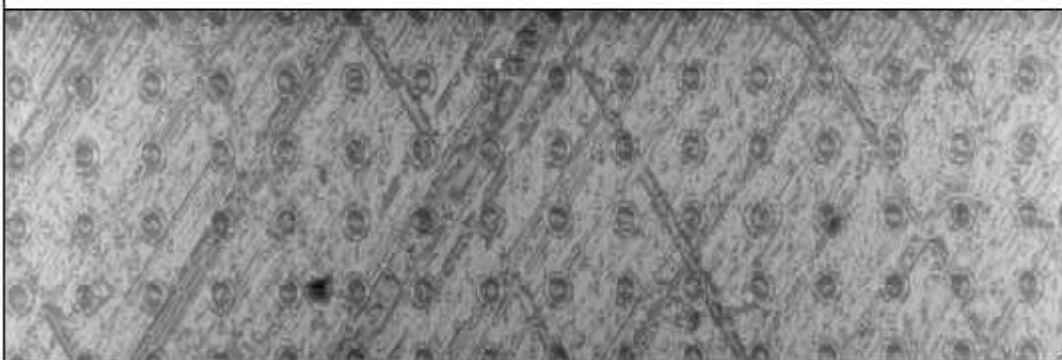
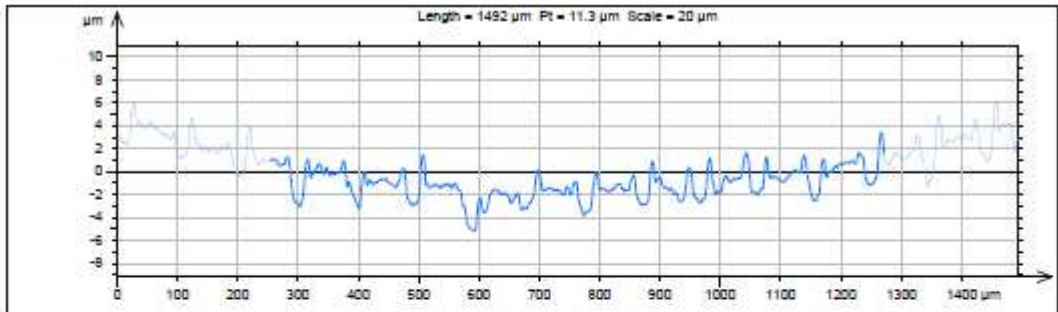
**Axis: Y**  
 Length: 500  $\mu\text{m}$   
 Size: 101 lines  
 Spacing: 5  $\mu\text{m}$

**Axis: Z**  
 Length: 54.1  $\mu\text{m}$   
 Size: 541 digits



HommelMap Basic





HommelMap Basic



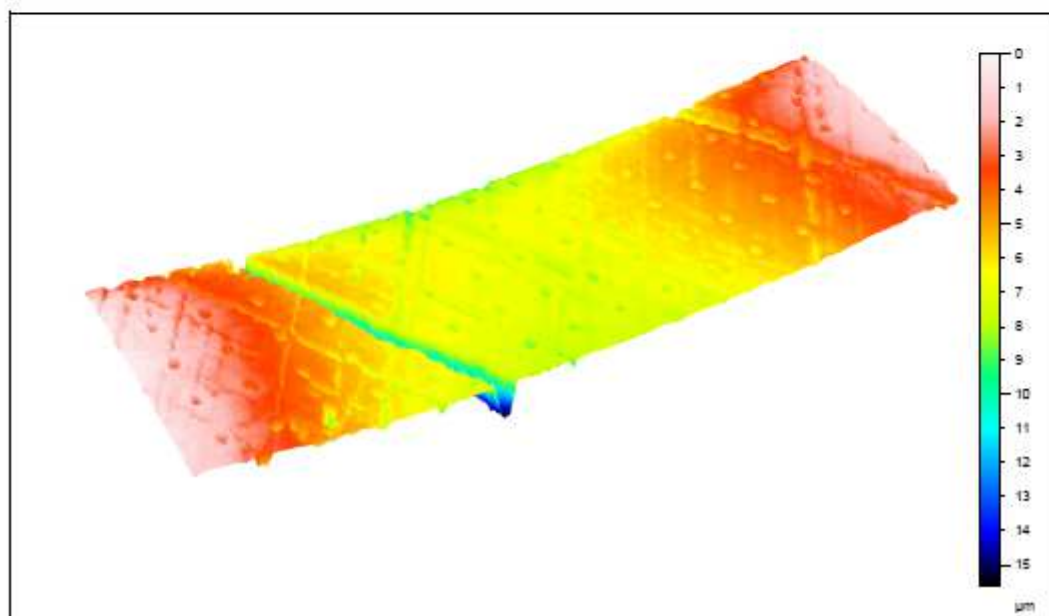
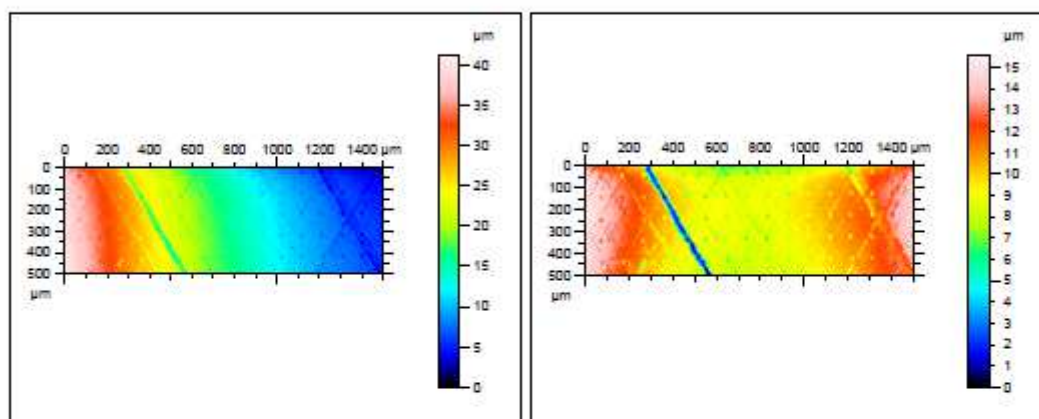
**Amostra R1 - Depois do ensaio de desgaste**

Nome: R1  
 Filenome: D:\Perfis\Ricardo Lopes\Desgaste\Provetas com Texturing\R1\depois\R1.top

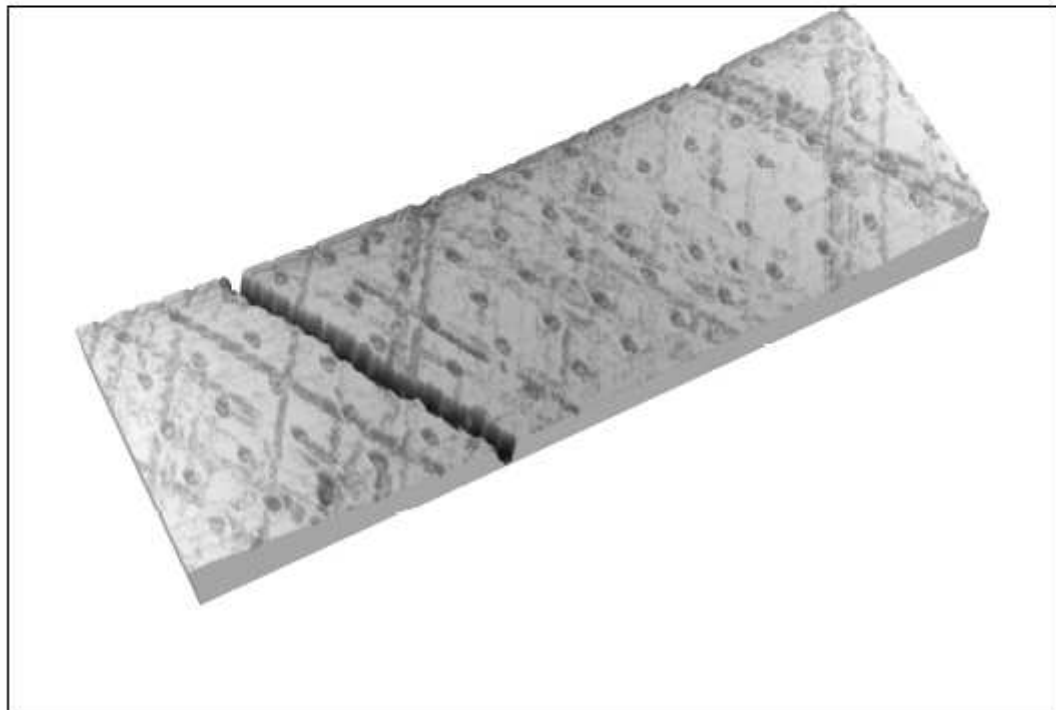
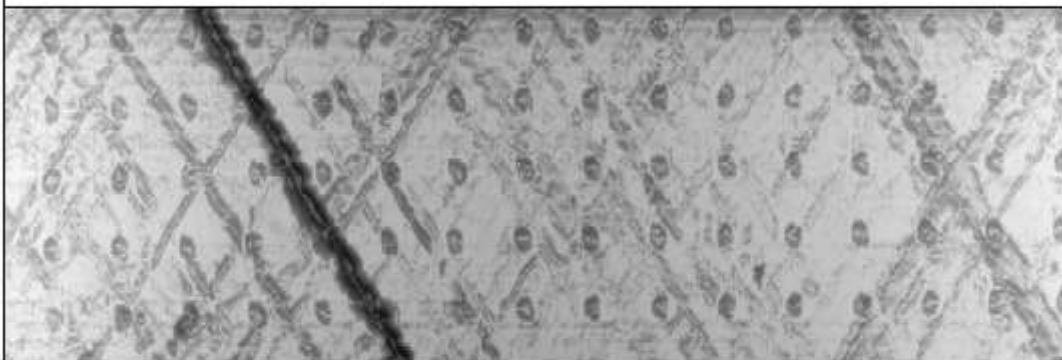
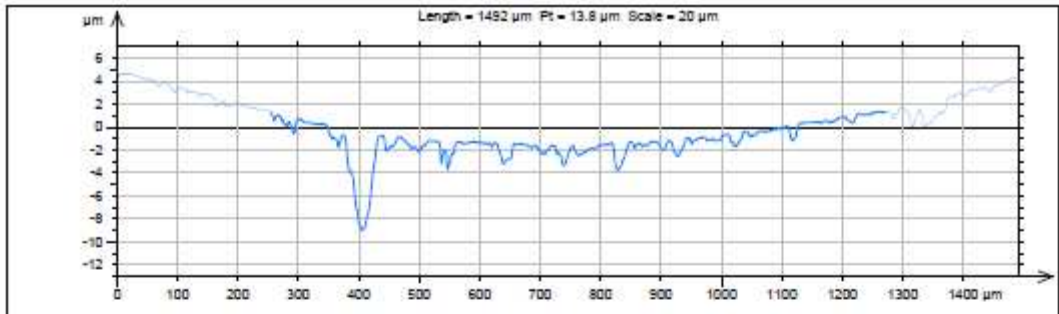
**Axis: X**  
 Length: 1500  $\mu\text{m}$   
 Size: 3021 points  
 Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

**Axis: Y**  
 Length: 500  $\mu\text{m}$   
 Size: 101 lines  
 Spacing: 5  $\mu\text{m}$

**Axis: Z**  
 Length: 41.3  $\mu\text{m}$   
 Size: 413 digits



HommelMap Basic



HommelMap Basic

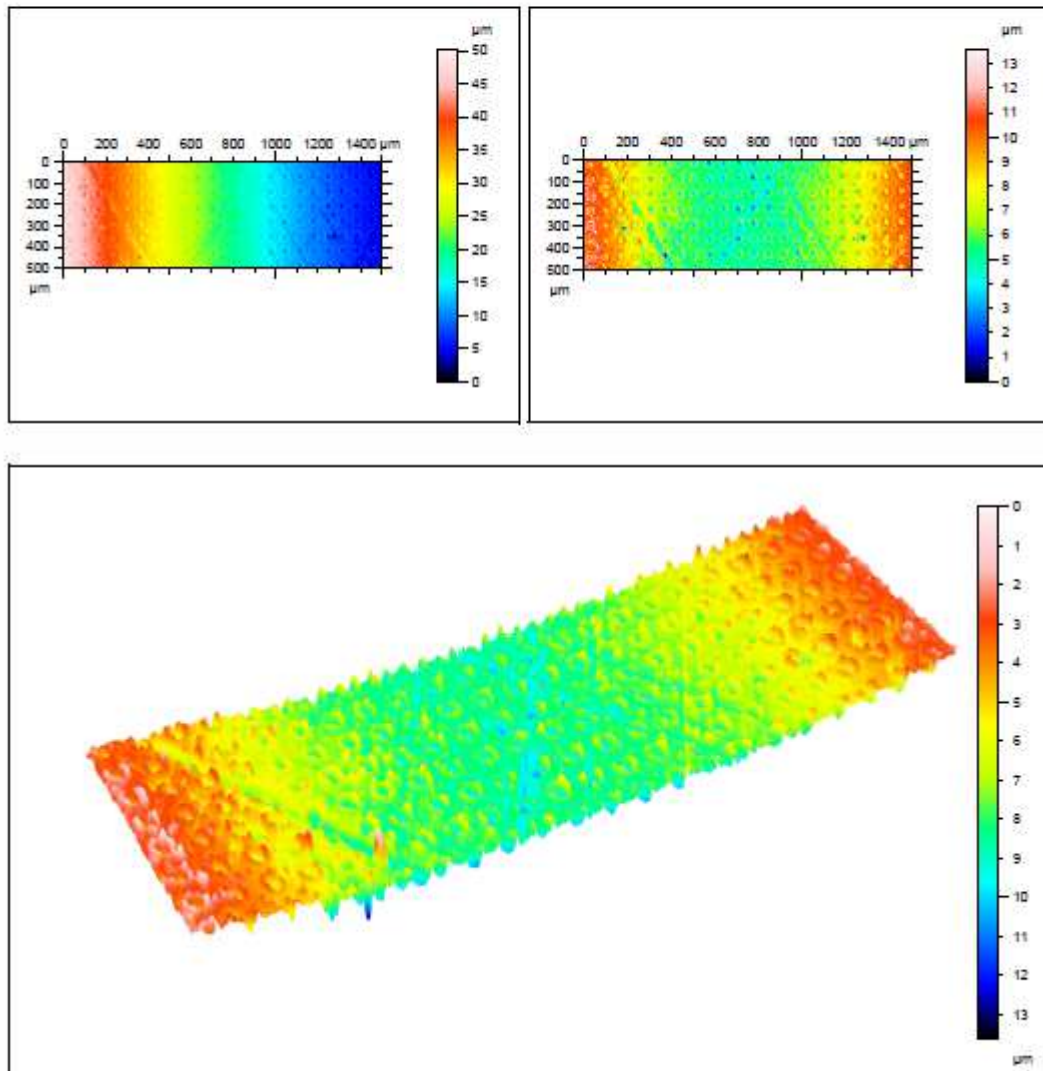
# Amostra R2 - Antes do ensaio de desgaste

Nome: R1  
 Filanome: D:\Perfis\Ricardo Lopes\Desgaste\Provetas com Texturing\R2\Antes\R1.top

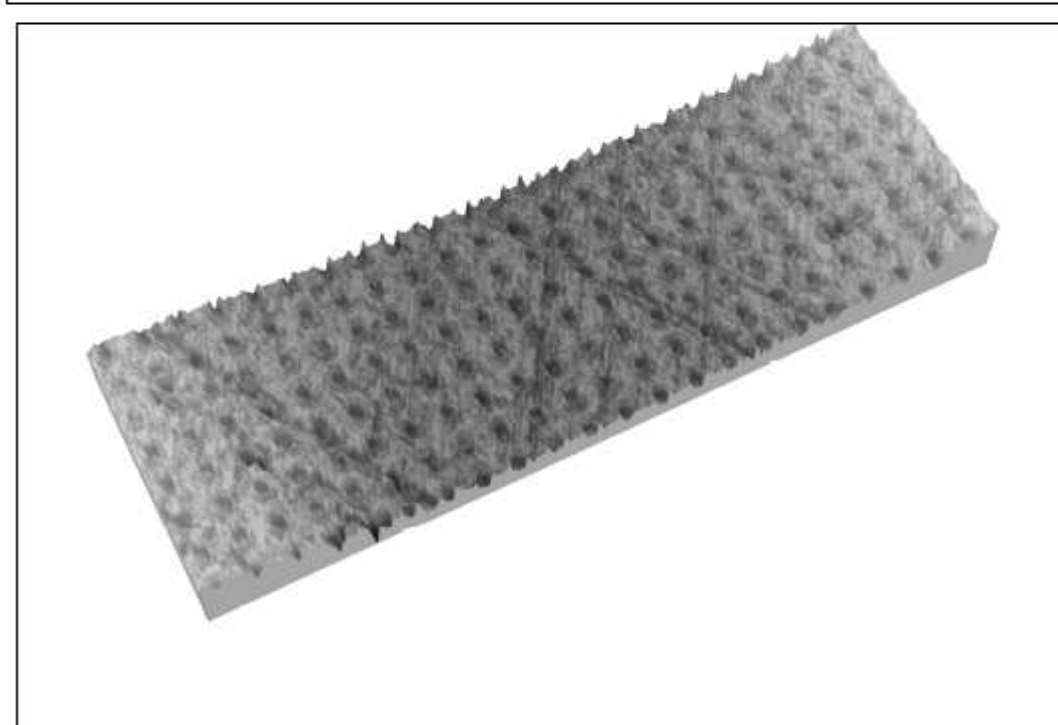
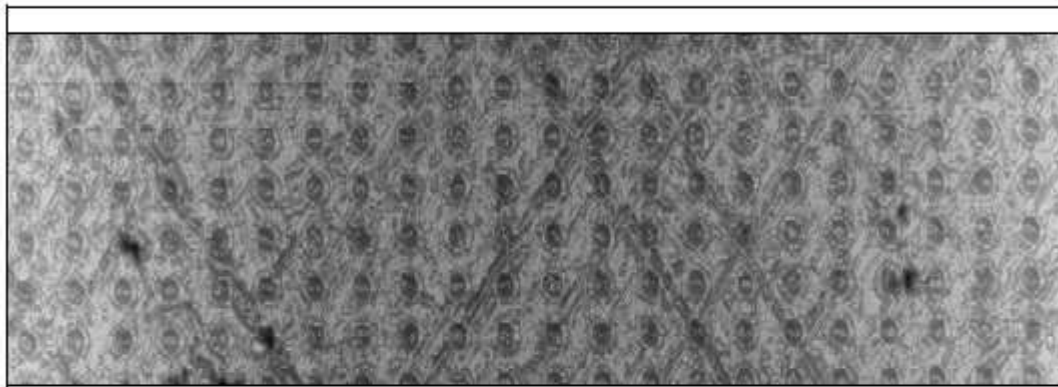
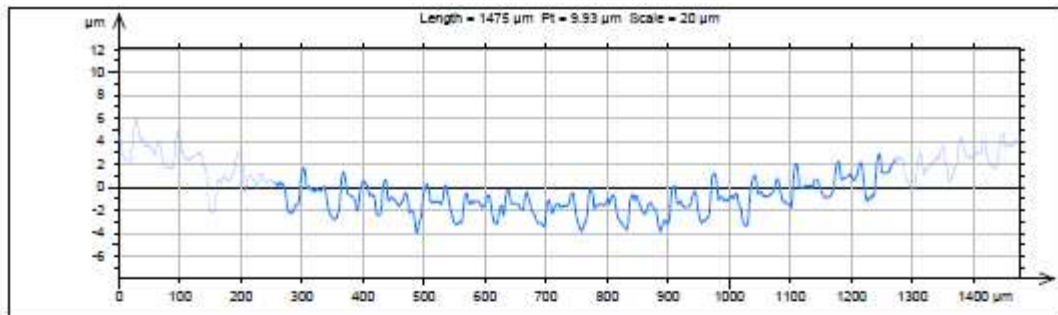
Axis: X  
 Length: 1500  $\mu\text{m}$   
 Size: 3021 points  
 Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

Axis: Y  
 Length: 500  $\mu\text{m}$   
 Size: 101 lines  
 Spacing: 5  $\mu\text{m}$

Axis: Z  
 Length: 50.3  $\mu\text{m}$   
 Size: 503 digits



HommelMap Basic



HommelMap Basic

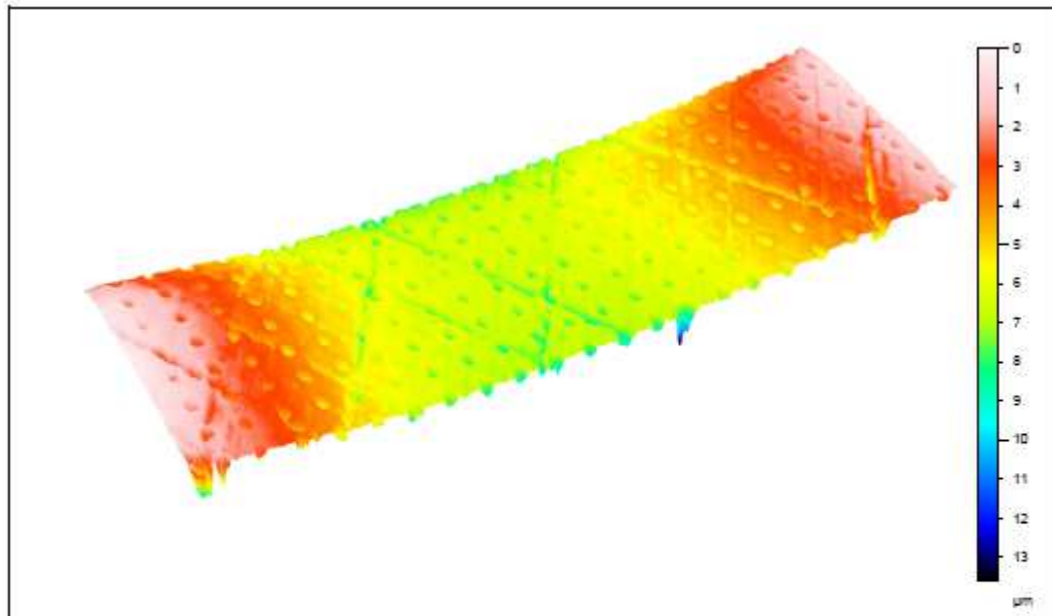
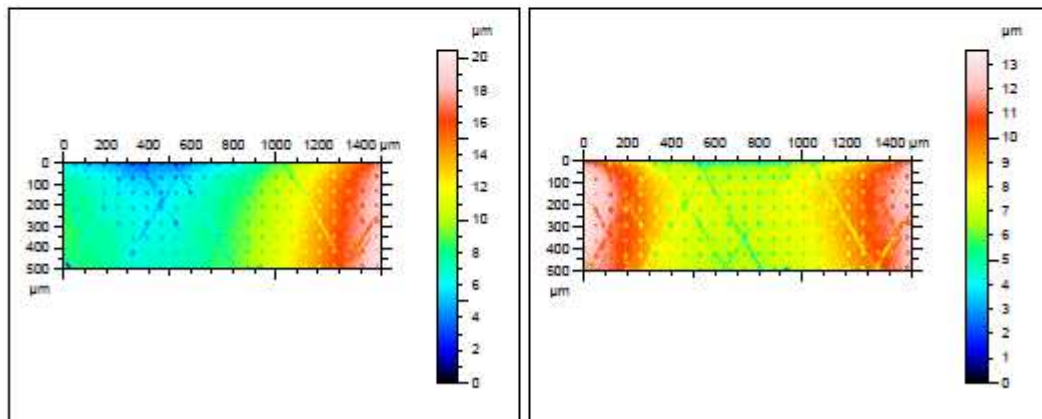
Amostra R2 - Depois do ensaio de desgaste

Nome: R1  
Filanome: D:\Perfis\Ricardo Lopes\Desgaste\Provetes com Texturing\R2\depois\R1.top

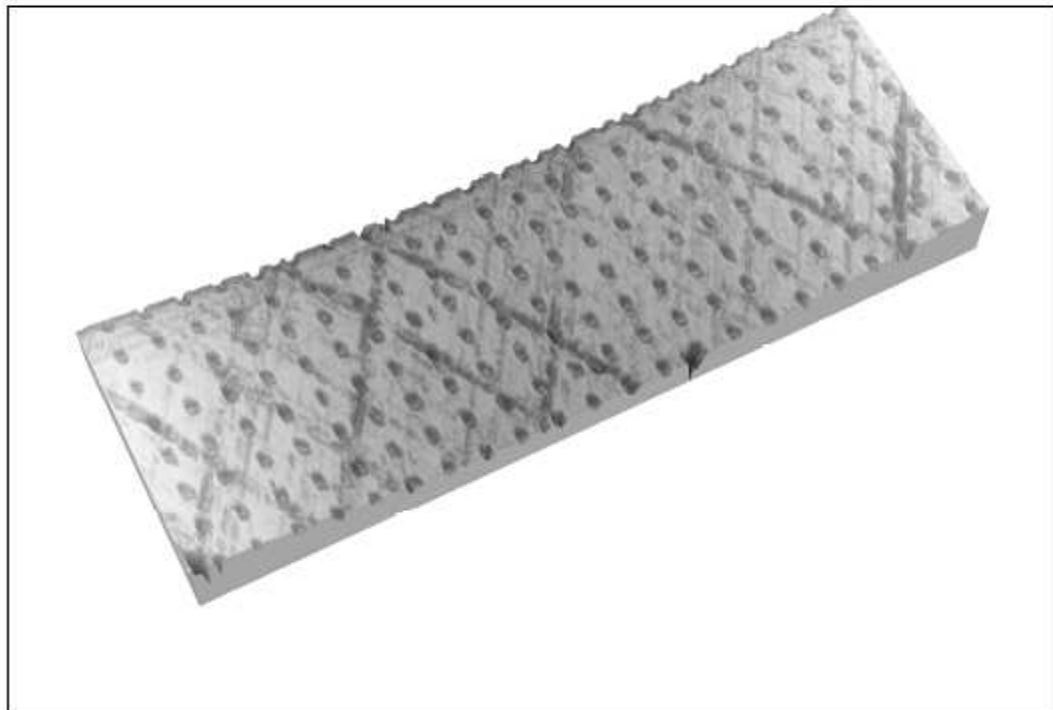
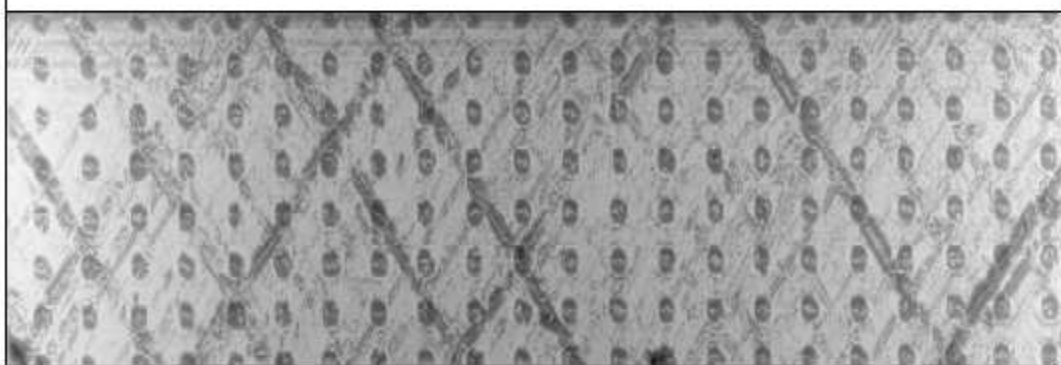
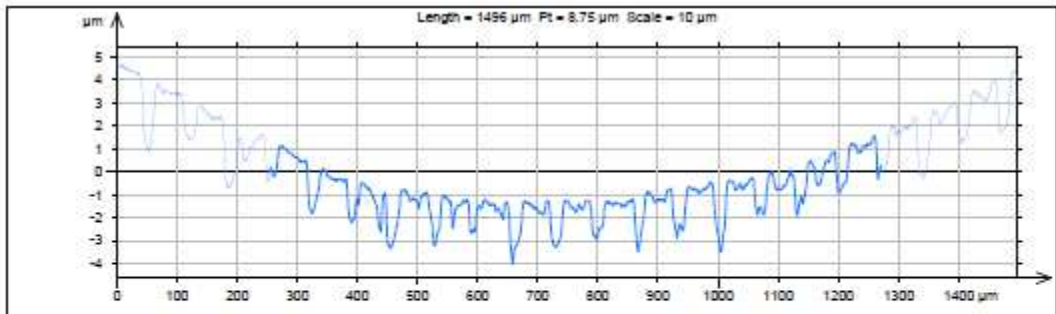
Axis: X  
Length: 1500  $\mu\text{m}$   
Size: 3021 points  
Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

Axis: Y  
Length: 500  $\mu\text{m}$   
Size: 101 lines  
Spacing: 5  $\mu\text{m}$

Axis: Z  
Length: 20.5  $\mu\text{m}$   
Size: 205 digits



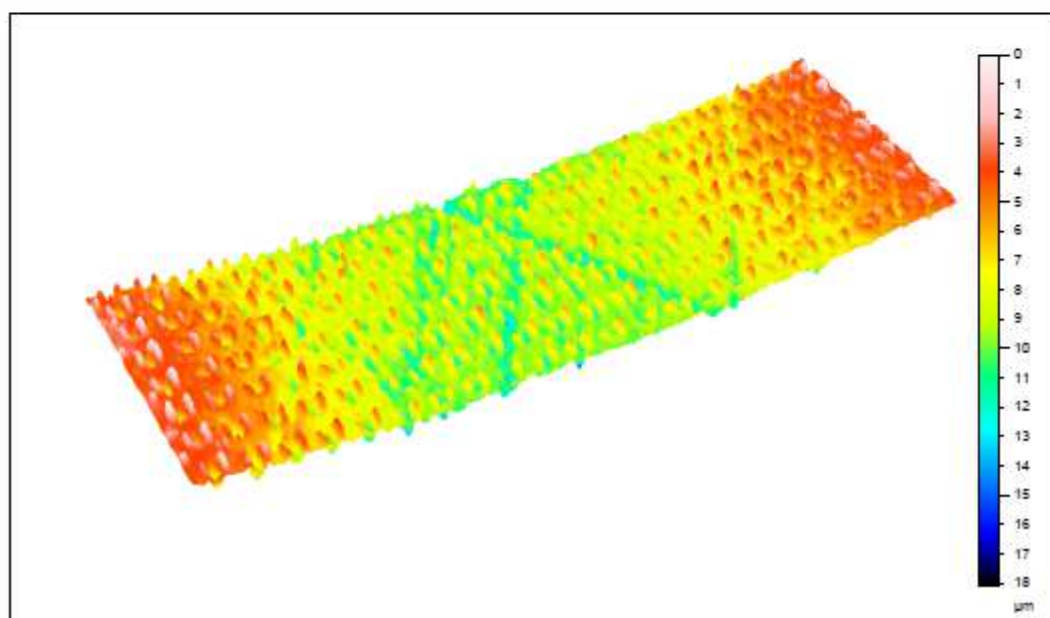
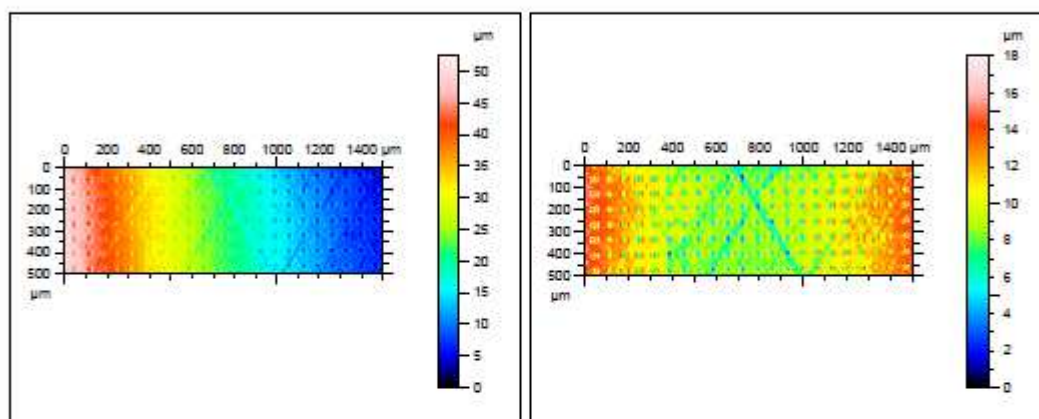
HommelMap Basic



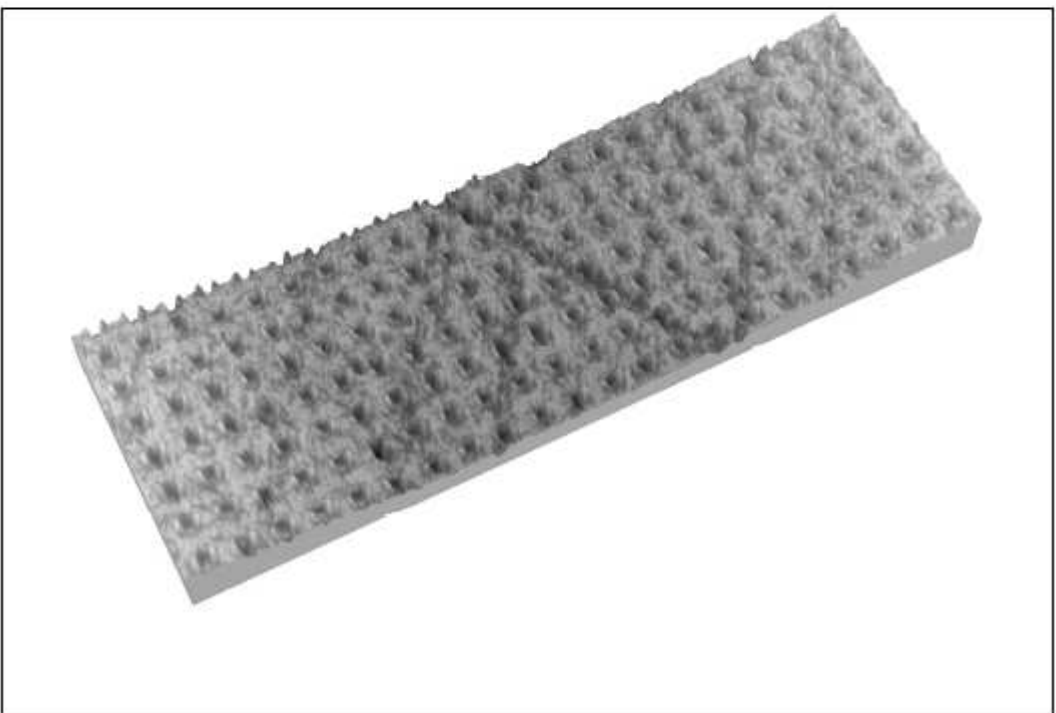
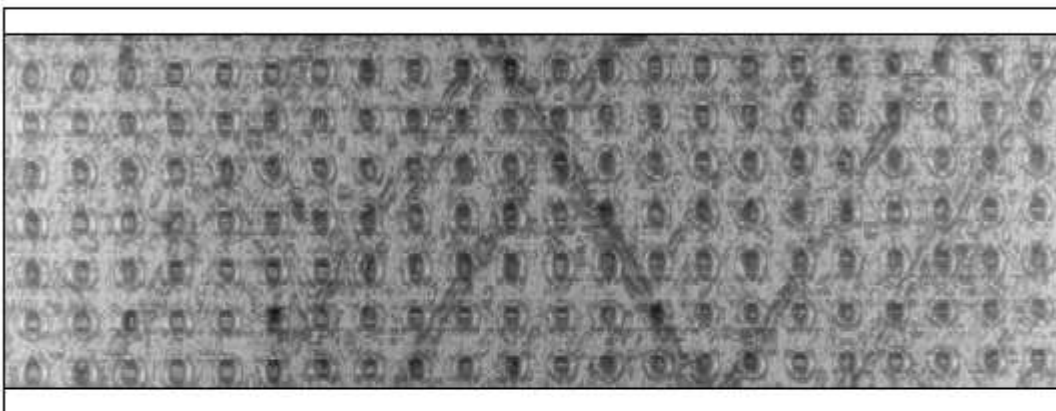
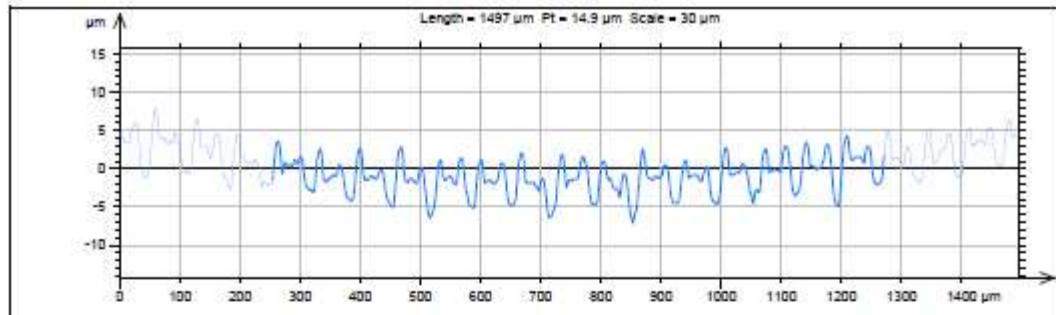
HommelMap Basic



Identity card	
Name:	R1
Filename:	D:\Perfis\Ricardo Lopes\Daagasto\Provotos com Texturing\R3\Antas\R1.top
<b>Axis: X</b>	
Length:	1500 $\mu\text{m}$
Size:	3021 points
Spacing:	0.497 $\mu\text{m}$
<b>Axis: Y</b>	
Length:	500 $\mu\text{m}$
Size:	101 lines
Spacing:	5 $\mu\text{m}$
<b>Axis: Z</b>	
Length:	52.7 $\mu\text{m}$
Size:	527 digits



HommelMap Basic





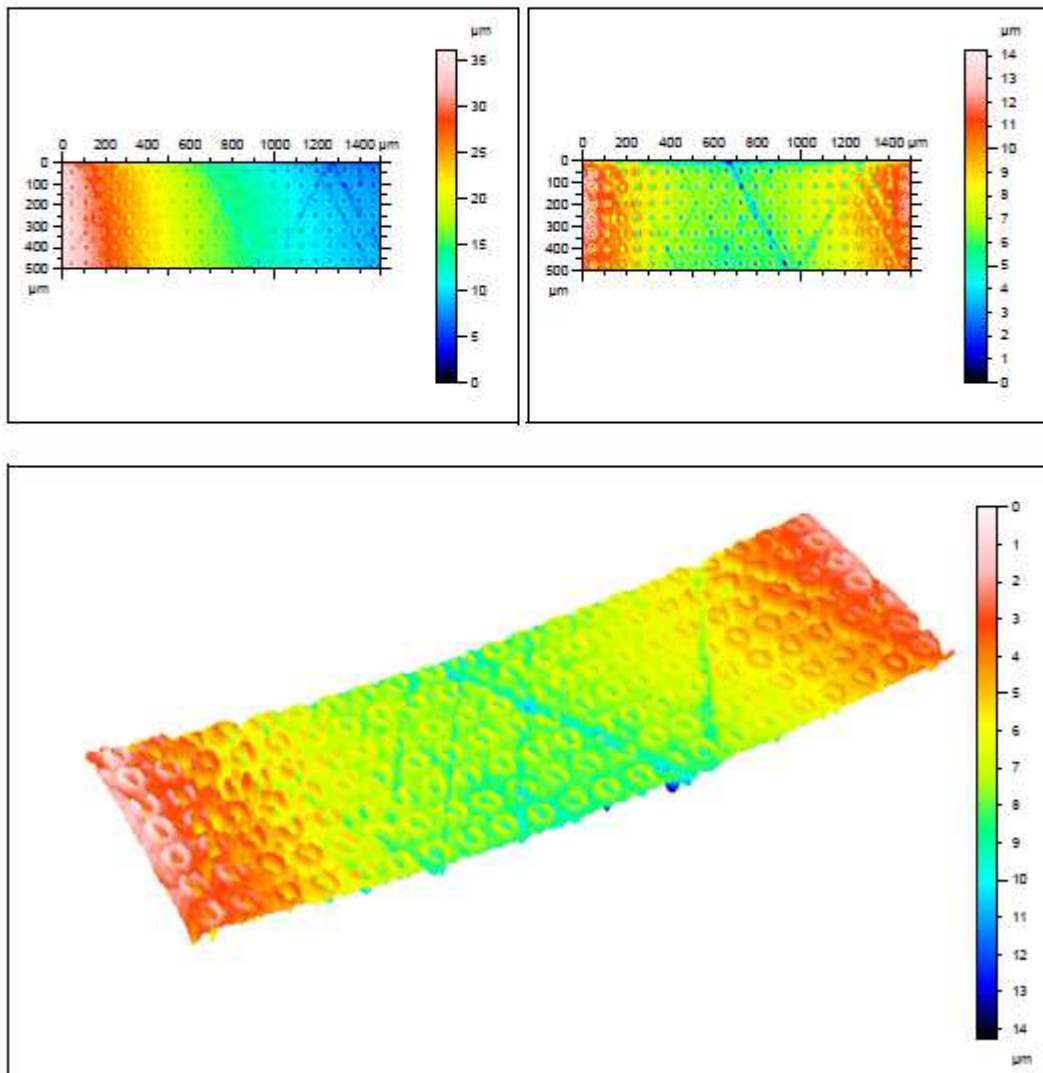
### Identity card

Name: H1  
 Filename: D:\Perfis\Ricardo Lopes\Desgaste\Provetas com Texturing\H3\depois\H1.top

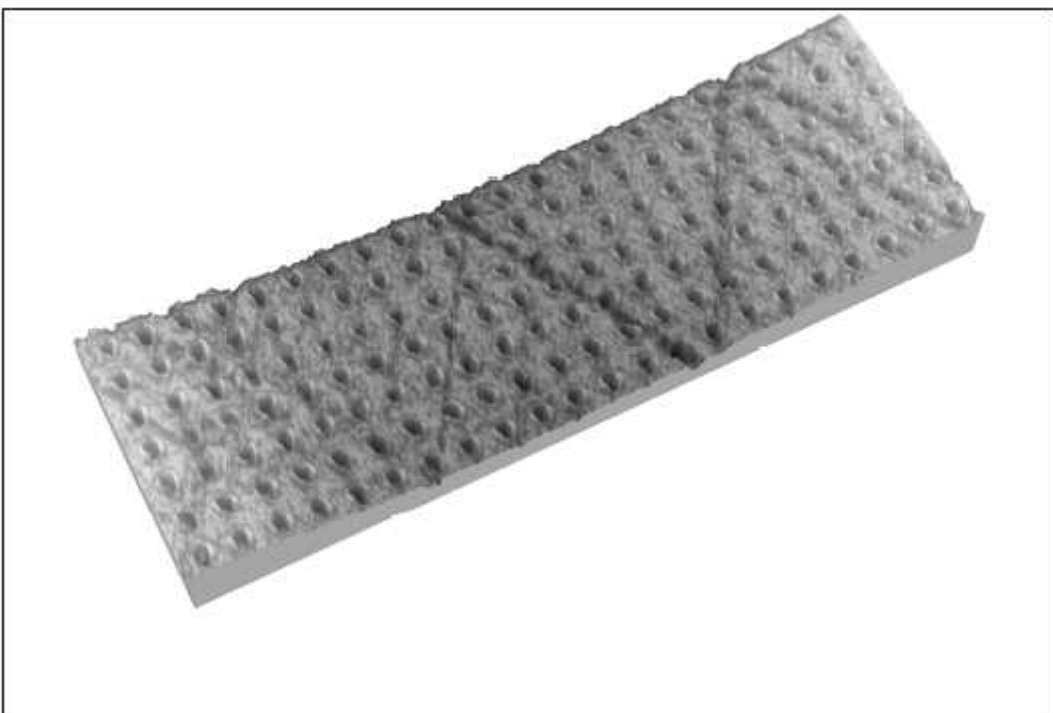
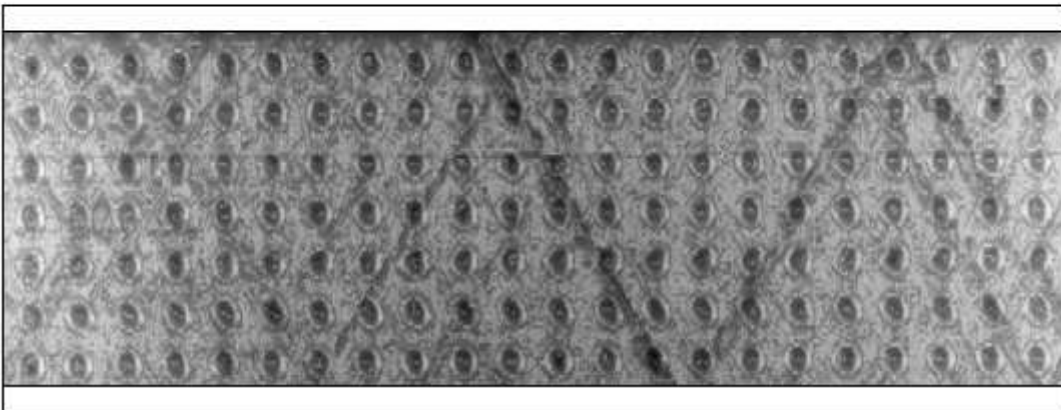
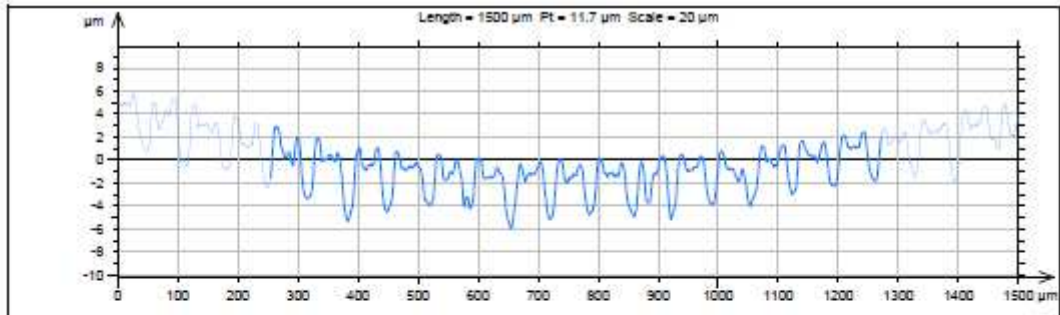
**Axis: X**  
 Length: 1500  $\mu\text{m}$   
 Size: 3021 points  
 Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

**Axis: Y**  
 Length: 500  $\mu\text{m}$   
 Size: 101 lines  
 Spacing: 5  $\mu\text{m}$

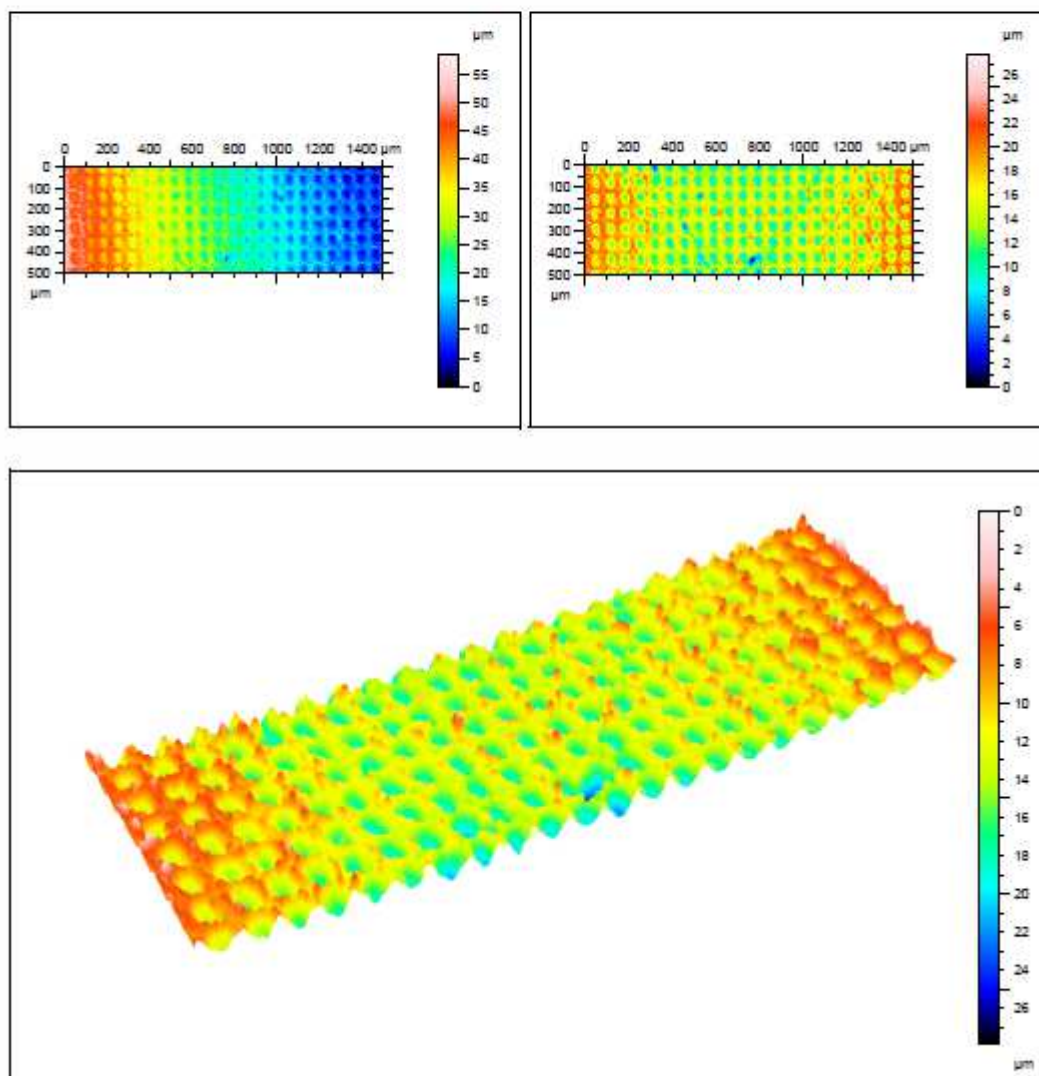
**Axis: Z**  
 Length: 36.3  $\mu\text{m}$   
 Size: 363 digits



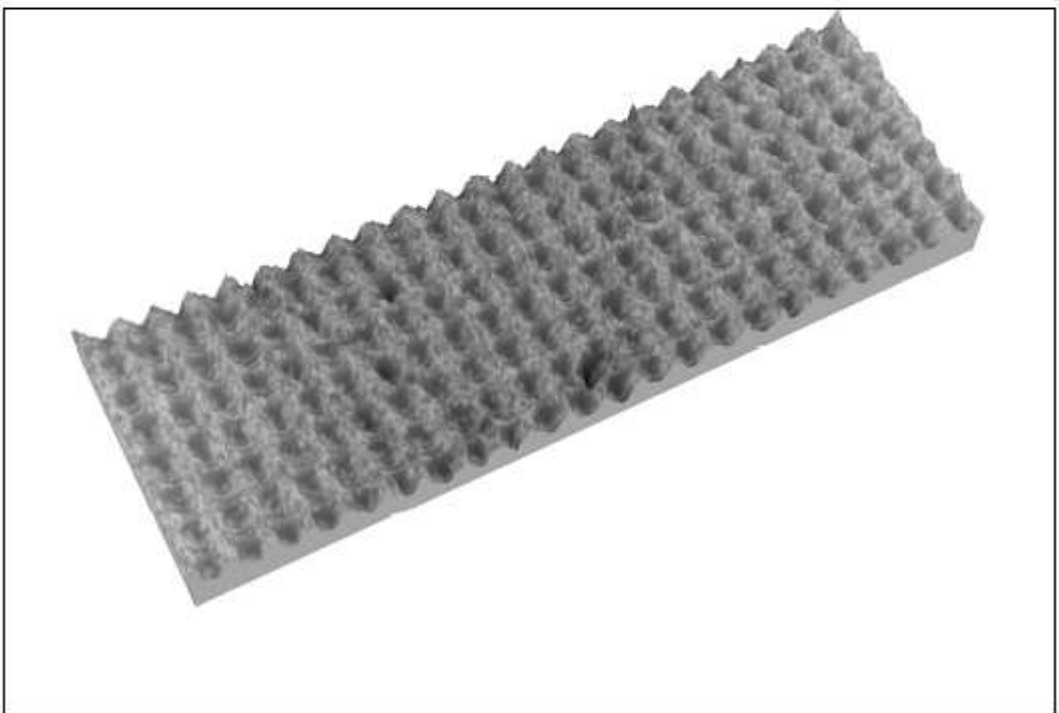
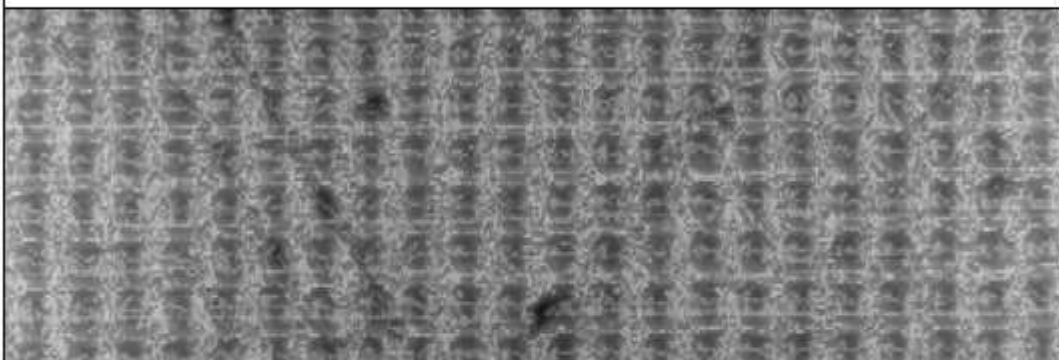
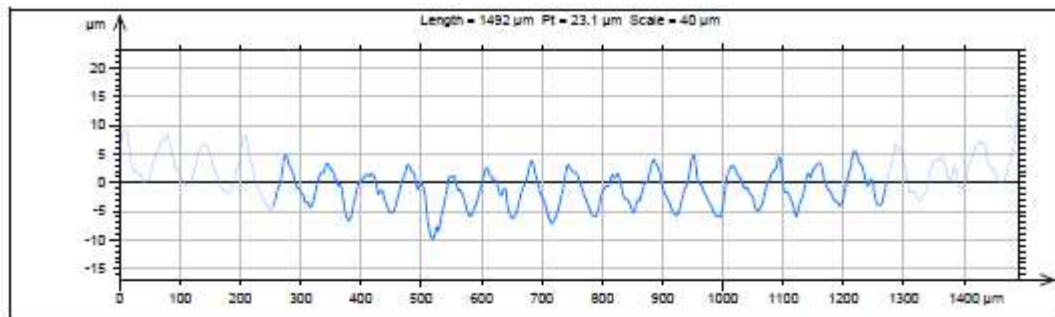
HommelMap Basic



Identity card	
Name:	R1
Filename:	D:\Perfis\Ricardo Lopes\Desgaste\Provetas com Texturing\R4\Antas\R1.top
Axis: X	
Length:	1500 $\mu\text{m}$
Size:	3021 points
Spacing:	0.497 $\mu\text{m}$
Axis: Y	
Length:	500 $\mu\text{m}$
Size:	101 lines
Spacing:	5 $\mu\text{m}$
Axis: Z	
Length:	58.6 $\mu\text{m}$
Size:	586 digits



HommelMap Basic



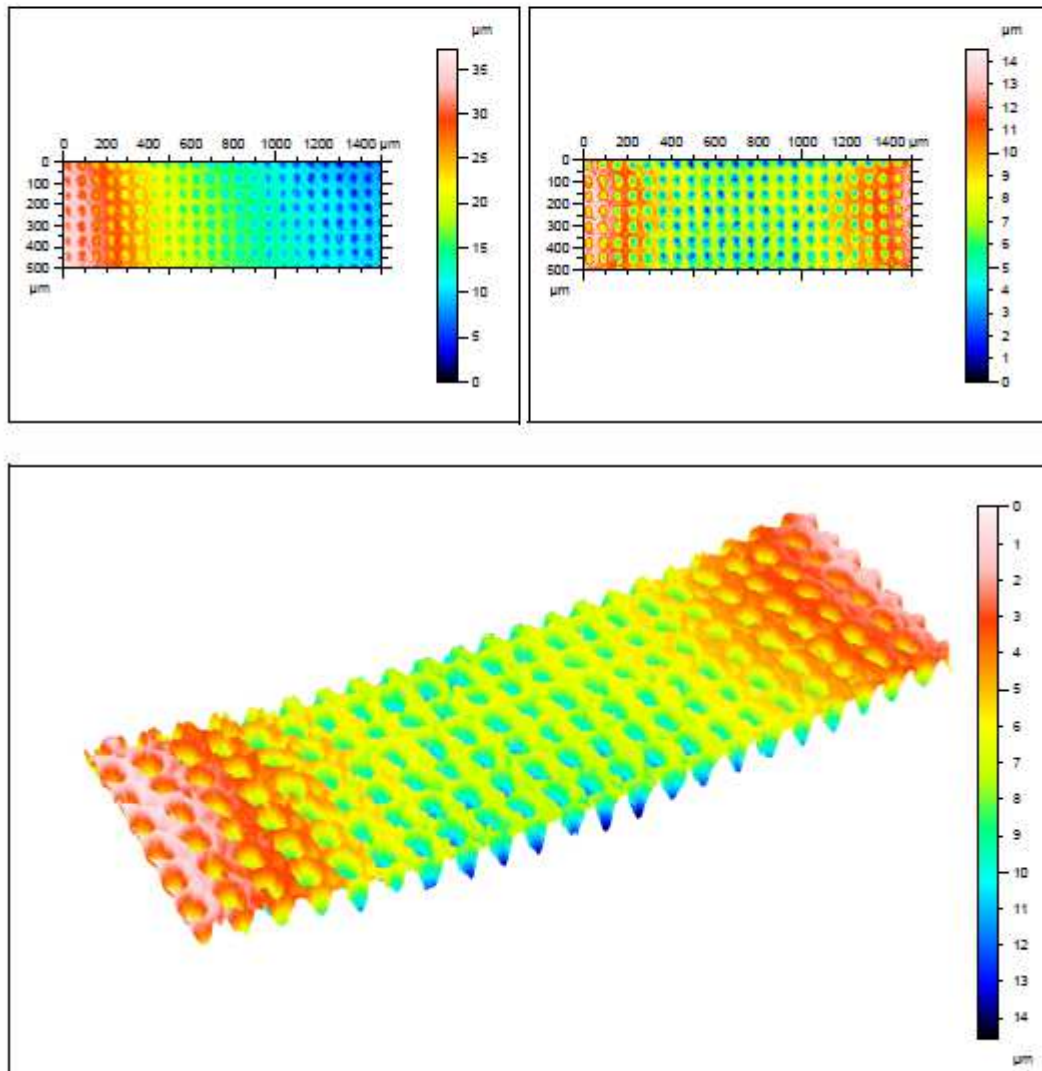
### Identity card

Name: R1  
 Filanome: D:\Perfis\Ricardo Lopes\Dasgasta\Provatas com Texturing\R4\depois\R1.top

**Axis: X**  
 Length: 1500  $\mu\text{m}$   
 Size: 3021 points  
 Spacing: 0.497  $\mu\text{m}$

**Axis: Y**  
 Length: 500  $\mu\text{m}$   
 Size: 101 lines  
 Spacing: 5  $\mu\text{m}$

**Axis: Z**  
 Length: 37.3  $\mu\text{m}$   
 Size: 373 digits



HommelMap Basic



